Изданіе Института Инженеровъ Путей Сообщенія Императора Александра I.

КЪ ТЕОРІИ ТЮРБИНЪ.

О ВЗАИМНОЙ ОБРАТИМОСТИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХЪ ТЮРБИНЪ-ДВИГАТЕЛЕЙ И ТЮРБИНЪ-НАСОСОВЪ.

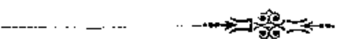
«Обобщайте ваши задачи, добивайтесь простоты въ формулахъ».

Н. В. Воронцовъ.

СОСТАВИЛЪ

П. К. Янковскій,

Экстраординарный профессоръ Института Инженеровъ Путей Сообщенія Императора Александра I.



С.-ПЕТЕРБУРГЪ.
Типографія Ю. Н. Эрлихъ, Садовая, № 9.
1904.

Печатано по распоряженію Института Инженеровъ Путей Сообщенія
Императора АЛЕКСАНДРА I.

СОДЕРЖАНІЕ.

Предлагаемая статья, имѣющая предметомъ теорію обратимыхъ гидравлическихъ тюрбинъ, представляетъ собою дальнѣйшую разработку первоначальнаго текста, напечатаннаго въ Revue de Mécanique, № 5, 1904 г. Кромѣ исправленія вкравшихся во французскій журналъ довольно многочисленныхъ опечатокъ, настоящая статья отличается отъ первоначальной тѣмъ, что содержитъ слѣдующія добавленія: возможныя конструкціи безударныхъ тюрбинъ съ плоскими лопастями, изслѣдованіе условій активности, пассивности и нейтральности профилей рабочихъ каналовъ тюрбины, подробный выводъ формулъ для коэффиціентовъ гидравлическаго полезнаго дѣйствія тюрбины въ функціяхъ конструктивныхъ элементовъ тюрбинной установки и коэффиціентовъ вредныхъ сопротивленій, и, наконецъ, описаніе произведенныхъ въ Гидравлической Лабораторіи Института Инженеровъ Путей Сообщенія опытовъ надъ обращеніемъ центробѣжной тюрбины-двигателя Фурнейрона въ центростремительную тюрбину-насосъ. Въ настоящемъ своемъ видѣ статья можетъ служить пособіемъ при опредѣленіи основныхъ элементовъ и при вычисленіи полезнаго дѣйствія вновь проектируемыхъ гидравлическихъ установокъ тюрбинъ-двигателей или тюрбинъ-насосовъ, объединенныхъ въ одинъ общій классъ обратимыхъ гидравлическихъ тюрбинъ.

П. Янковскій.

С.-Петербургъ. Іюнь 1904 г.

КЪ ТЕОРІИ ТЮРБИНЪ.

О взаимной обратимости гидравлическихъ тюрбинъ-двигателей и тюрбинъ-насосовъ.

§ 1. Современное положеніе вопроса. Гидро-механическіе процессы, происходящіе въ тюрбинахъ-двигателяхъ (пріемникахъ водяной энергіи) съ одной стороны и въ тюрбинахъ-насосахъ или такъ-называемыхъ центробѣжныхъ или лопастныхъ насосахъ (генераторахъ водяной энергіи) съ другой стороны,—аналогичны, но характеръ ихъ прямо противоположенъ: въ то время какъ первыя машины расходуютъ механическую энергію водяного потока для полученія полезной работы на валу тюрбины, вторыя пользуются работою какого-нибудь посторонняго двигателя, вращающаго тюрбину, для увеличенія механической энергіи водяного потока. Естественно поэтому, что между теоретическими формулами, относящимися къ этимъ двумъ видамъ гидравлическихъ машинъ, имѣется большое сходство, на что и было многократно указываемо авторами, занимавшимися сравнительнымъ изученіемъ тѣхъ и другихъ машинъ.

Изслѣдуя измѣненія энергіи водяной струи, проходящей по каналу рабочаго колеса какой-либо тюрбины, профессоръ Германнъ [1]) различаетъ три слѣдующихъ случая: 1) энергія струи возростаетъ, проходя черезъ тюрбину, что соотвѣтствуетъ *активному* профилю рабочаго канала, имѣющему мѣсто въ тюрбинѣ-насосѣ; 2) энергія струи остается постоянной, что отвѣчаетъ *нейтральному* профилю рабочаго канала, пропускающаго воду безъ всякаго измѣненія величины и направленія скорости потока; и 3) энергія струи убываетъ, что имѣетъ мѣсто въ тюрбинѣ-двигателѣ, рабочіе каналы которой обладаютъ *пассивнымъ* профилемъ. Такимъ образомъ, проф. Германнъ смотритъ на тюрбины-двигатели и на тюрбины-насосы, какъ на машины совершенно отличныя другъ отъ друга по формѣ каналовъ рабочаго колеса и по ихъ дѣйствію на воду. Проф. Цейнеръ въ своемъ большомъ сочиненіи о тюрбинахъ [2]) разсматриваетъ тюрбину

[1]) *G. Herrmann.*—Die graphische Theorie der Turbinen und Kreiselpumpen, Berlin, 1887.
[2]) *G. Zeuner.*—Vorlesungen über Theorie der Turbinen, Leipzig, 1899.

въ различныхъ ея примѣненіяхъ: какъ пріемникъ водяной энергіи, какъ судовой двигатель, какъ насосъ и какъ вентиляторъ, указывая на то, что три послѣдніе вида тюрбинъ представляются обратными первому, но выводя формулы отдѣльно для каждаго типа внѣ общей связи. Аналогія между формулами указывается авторомъ, однако не вытекаетъ изъ взаимнаго отношенія между всѣми видами тюрбинъ и отмѣчается только, какъ «достойная вниманія» (bemerkenswerth»—стр. 219).

Въ одномъ лишь мѣстѣ, исправляя данныя Редтенбахеромъ формулы для Жонвалевскихъ тюрбинъ-двигателей, Цейнеръ замѣчаетъ, что если вращать затопленную въ нижнемъ бьефѣ тюрбину Жонваля съ вертикальной осью въ направленіи обратномъ ея вращенію въ роли двигателя, то уровень воды въ трубѣ, заключающей тюрбину, возвышается надъ уровнемъ нижняго бьефа, т. е. тюрбина поднимаетъ воду, обращаясь какъ бы въ насосъ, причемъ Цейнеръ изъ своихъ формулъ выводитъ для данной скорости вращенія тюрбины величину h этого *статическаго* подъема воды, обусловленнаго горизонтальнымъ ударомъ струй между рабочимъ и направляющимъ колесами, но не сопровождаемаго никакимъ постояннымъ расходомъ воды изъ нижняго бьефа въ верхній (стр. 196—199).

Проф. Е. Брауеръ въ своемъ сжатомъ, но весьма содержательномъ и интересномъ изложеніи теоріи тюрбинъ [1]) подраздѣляетъ ихъ, въ противоположность номенклатурѣ проф. Германна, на активныя или тюрбины-двигатели и на пассивныя или центробѣжные насосы; однако взаимныя отношенія между тѣми и другими остаются невыясненными, такъ какъ Е. Брауеръ касается пассивныхъ тюрбинъ или насосовъ только слегка, на частномъ примѣрѣ. Наконецъ, проф. Рато въ своемъ обширномъ трудѣ по тюрбо-машинамъ [2]) излагаетъ методъ изслѣдованія тюрбинъ при посредствѣ такъ называемыхъ характеристическихъ коэффиціентовъ, приложимыхъ одинаково какъ къ тюрбинамъ-пріемникамъ, такъ и къ тюрбинамъ-генераторамъ водяной энергіи, но оставляетъ совершенно въ сторонѣ вопросъ о взаимоотношеніи этихъ двухъ видовъ тюрбо-машинъ.

Профессоръ Михайловской Артиллерійской Академіи А. А. Бриксъ замѣчаетъ на стр. 217-ой своего сочиненія: «Теоретическій курсъ гидравлики и гидравлическихъ двигателей», изданнаго въ 1892 г., что всякій гидравлическій двигатель можетъ служить водоподъемной машиной, иногда, впрочемъ, послѣ небольшихъ измѣненій, и что тюрбина, вращаемая въ обратную сторону, будетъ поднимать воду. Далѣе, на стр. 221, авторъ говоритъ, что если центробѣжный насосъ имѣетъ направляющій аппаратъ, который принимаетъ воду, прошедшую черезъ подвижное колесо, то такой насосъ

---

[1]) *E. Brauer*,—Grundriss der Turbinen-Theorie, Leipzig, 1899.
[2]) *Rateau*.—Turbo-Machines, Revue de Mécanique 1897—1900.

называется водоподъемной тюрбиной и онъ тогда очень похожъ на тюрбину-двигатель. Чтобы удобнѣе было воспользоваться теоріею тюрбинъ-двигателей въ ея приложеніи къ центробѣжнымъ насосамъ, А. А. Бриксъ сравниваетъ скорости, давленія и прочіе элементы струи у входнаго отверстія рабочаго колеса центробѣжнаго насоса съ такими же элементами у выходнаго отверстія колеса тюрбины-двигателя и наоборотъ. Выведенныя при такихъ обозначеніяхъ формулы для центробѣжныхъ насосовъ почти совпадаютъ съ соотвѣтственными формулами для тюрбинъ-двигателей.

Братъ профессора А. А. Брикса, инженеръ-механикъ Ф. А. Бриксъ, во вступленіи къ своему сочиненію: «Лопастные насосы», СПБ., 1896 г., замѣчаетъ, что новѣйшія раціональныя теоріи, въ которыхъ лопастные насосы разсматриваются, какъ тюрбины, дѣйствующія въ обратномъ смыслѣ, страдаютъ, главнымъ образомъ, недостаточной своей разработкой, допускающей значительный произволъ въ выборѣ соотношеній между существенными элементами проектируемаго насоса. Въ виду этого авторъ подробно развиваетъ теорію лопастныхъ насосовъ независимо отъ теоріи тюрбинъ-двигателей, основываясь на законѣ сохраненія и распредѣленія энергіи струи.

Въ недавнее время англійскіе конструкторы Mather & Platt построили тюрбину-насосъ спеціальнаго обратимаго типа (насосъ-тюрбина Mather-Reinolds), могущую работать и въ качествѣ насоса, и въ качествѣ двигателя.

Послѣднія модели центробѣжныхъ помпъ системъ Schabaver, Rateau (многоярусныя высокаго давленія), Sultzer, Jaeger, Marchand, снабженныя диффузерами съ неподвижными направляющими лопастями, безъ сомнѣнія, внушены мыслью, что центробѣжная помпа есть своего рода обращенная центростремительная тюрбина. Съ другой стороны, можно думать, что предложенный недавно профессоромъ Rudolph Escher'омъ [1]), хотя и неодобряемый проф. Rateau, профиль лопасти рабочаго колеса быстроходной центростремительной тюрбины-двигателя, обращенный, вопреки общепринятымъ формамъ, своей выпуклостью на встрѣчу струѣ, текущей на него изъ направляющаго колеса, заимствованъ изъ такого же очертанія лопастей быстроходнаго реакціоннаго центробѣжнаго насоса, представляющаго машину обратную первой.

Вышеизложеннымъ, насколько намъ извѣстно, ограничиваются имѣющіяся въ настоящее время въ спеціальной литературѣ указанія на обратимость тюрбинъ-двигателей въ тюрбины-помпы или наоборотъ.

§ 2. Тезисы. Дѣлая слѣдующій шагъ въ развитіи этихъ намѣченныхъ, но ясно еще не формулированныхъ идей, мы позволимъ себѣ высказать слѣдующія шесть положеній:

[1]) Schweizerische Bauzeitung, 8 Januar 1898.

I. Всякая, правильно устроенная, полная, реакціонная или, точнѣе, потенціальная тюрбина-двигатель, приводимая въ дѣйствіе потокомъ воды, непрерывно текущимъ изъ верхняго бьефа въ нижній, и обладающая коэффиціентамъ η'_k гидравлическаго полезнаго дѣйствія тюрбинной установки бóльшимъ половины, обращается въ тюрбину-насосъ, поднимающую воду изъ нижняго бьефа въ верхній, если она будетъ приведена во вращеніе съ извѣстной скоростью въ сторону обратную вращенію тюрбины-двигателя. Наоборотъ, всякая правильно построенная реакціонная (потенціальныя) тюрбина-помпа, снабженная диффузеромъ съ неподвижными направляющими лопастями, при любой величинѣ коэффиціента η_k гидравлическаго полезнаго дѣйствія насосной установки, можетъ работать, какъ тюрбина-двигатель, подъ дѣйствіемъ струи воды, проходящей черезъ тюрбину изъ верхняго бьефа въ нижній и вращающей ее въ направленіи обратномъ вращенію тюрбины-помпы. Другими словами, правильно устроенныя реакціонныя (потенціальныя) тюрбины-двигатели и тюрбины-насосы тождественны, какъ механизмы.

II. Тюрбина, работающая въ качествѣ насоса или въ качествѣ двигателя, представляетъ собою одну и ту же несамотормозящую подъемную машину, идущую прямымъ или обратнымъ ходомъ, т. е. поднимающую грузъ за счетъ какой-либо расходуемой внѣшней энергіи (прямой ходъ подъемной машины, тюрбина-насосъ), или опускающую грузъ при помощи тормаза, который поглощаетъ работу, производимую паденіемъ груза (обратный ходъ подъемной машины, тюрбина-двигатель); въ послѣднемъ случаѣ тюрбина-двигатель нагружена полезнымъ сопротивленіемъ, какъ тормазомъ, причемъ работа этого тормаза утилизируется, тогда какъ при обратномъ ходѣ обыкновенной подъемной машины она тратится на треніе.

III. Коэффиціентъ реакціи (потенціальности) ε данной тюрбины, дѣйствующей съ наивыгоднѣйшею скоростью вращенія, какъ насосъ, равенъ коэффиціенту реакціи ε' той же тюрбины, работающей при наивыгоднѣйшей скорости, какъ двигатель; этотъ коэффиціентъ ε есть функція однихъ только конструктивныхъ элементовъ тюрбины, независящая отъ напора.

IV. Если обозначимъ черезъ q и q' секундные расходы воды черезъ рабочее колесо одной и той же тюрбины, дѣйствующей въ роли насоса и въ роли двигателя, а черезъ Q и Q'—соотвѣтственные объемы воды, переходящіе въ секунду изъ одного бьефа въ другой черезъ тюрбинную установку въ первомъ и второмъ случаѣ, то, какъ извѣстно, вслѣдствіе потери воды черезъ зазоръ между рабочимъ и направляющимъ колесами реакціонной (потенціальной) тюрбины, имѣемъ неравенства:

а) насосъ:

$$\varphi = \frac{q}{Q} > 1;$$

б) двигатель:

$$\varphi' = \frac{q'}{Q'} < 1.$$

Коэффиціенты расхода черезъ рабочее колесо φ и φ' суть функціи однихъ лишь конструктивныхъ элементовъ тюрбины, независящія отъ напора и приближающіяся къ единицѣ по мѣрѣ уменьшенія коэффиціента реакціи ε тюрбины. Для одной и той же тюрбины эти коэффиціенты связаны между собою уравненіемъ:

$$\frac{1}{\varphi} + \frac{1}{\varphi'} = 2.$$

V. Гидравлическое полезное дѣйствіе η_h тюрбины, работающей при наивыгоднѣйшей скорости вращенія, какъ насосъ, всегда меньше гидравлическаго полезнаго дѣйствія η'_h той же тюрбины, вращающейся съ наивыгоднѣйшей скоростью, какъ двигатель, причемъ связь между коэффиціентами η_h и η'_h выражается уравненіемъ:

$$\frac{1}{\eta'_h} - 1 = K(1 - \eta_h),$$

гдѣ коэффиціентъ K, различный для каждой отдѣльной тюрбинной установки, при правильной конструкціи тюрбины колеблется въ предѣлахъ отъ 1 до 1,2 и есть функція конструктивныхъ элементовъ тюрбинной установки и коэффиціентовъ потери напора въ разныхъ частяхъ пути, проходимаго струею между верхнимъ и нижнимъ бьефами. Если коэффиціентъ реакціи (потенціальности) ε тюрбины невеликъ, то потери воды черезъ зазоры между рабочимъ и направляющимъ колесами ничтожны, т. е. можно принять, что $\varphi = \varphi' = 1$; въ такомъ случаѣ, независимо отъ остальныхъ конструктивныхъ данныхъ, $K = 1$, и связь между коэффиціентами гидравлическаго полезнаго дѣйствія при прямомъ и при обратномъ ходѣ такой тюрбины, которую можно назвать *совершенною обратимою тюрбиною* (она приближается къ предѣльной акціонной), получаетъ видъ:

$$\eta_h + \frac{1}{\eta'_h} = 2.$$

VI. Для одной и той же обратимой тюрбины, работающей подъ однимъ и тѣмъ же напоромъ H, съ наивыгоднѣйшими скоростями, какъ двигатель и какъ насосъ, имѣютъ мѣсто слѣдующія формулы, въ которыхъ величины, относящіяся къ дѣйствію тюрбины, какъ двигателя, обозначены значкомъ (') вверху соотвѣтственной буквы:

а) отношеніе угловыхъ скоростей ω' и ω или вращательныхъ скоростей u' и u движенія тюрбины въ первомъ и второмъ случаѣ:

$$\frac{\omega'}{\omega} = \frac{u'}{u} = \sqrt{\eta_h \cdot \eta'_h};$$

б) отношенія секундныхъ расходовъ воды q' и q черезъ рабочее колесо и секундныхъ расходовъ Q' и Q изъ одного бьефа въ другой въ обоихъ случаяхъ:

$$\frac{q'}{q} = \sqrt{\eta_h \cdot \eta'_h}\ ; \quad \frac{Q'}{Q} = \frac{\varphi}{\varphi'} \sqrt{\eta_h \cdot \eta'_h}\ ;$$

в) отношеніе вращательныхъ моментовъ $M'_{int.}$ и $M_{int.}$ внутреннихъ взаимодѣйствій между водою и рабочимъ колесомъ тюрбины въ обоихъ случаяхъ:

$$\frac{M'_{int.}}{M_{int.}} = \eta_h \cdot \eta'_h;$$

г) отношеніе внутреннихъ мощностей $P'_{int.}$ и $P_{int.}$ тюрбины, какъ двигателя и какъ насоса:

$$\frac{P'_{int.}}{P_{int.}} = (\eta_h \cdot \eta'_h)^{3/2}.$$

§ 3. Способъ доказательства. Для доказательства приведенныхъ положеній мы выведемъ параллельно и независимо одни отъ другихъ главныя уравненія теоріи тюрбинъ-насосовъ и тюрбинъ-двигателей, обозначая аналогическія величины для насоса и для двигателя одпѣми и тѣми же буквами, но для насосовъ безъ значковъ, а для двигателей со значками сверху ('). Затѣмъ мы разсмотримъ взаимное отношеніе, въ которомъ находятся обѣ группы выведенныхъ формулъ. Замѣтимъ, что, согласно извѣстной теоремѣ общей теоріи машинъ, если имѣется уравненіе, связывающее какіе-либо кинематическіе или кинетическіе элементы подъемной машины въ ея равномѣрномъ движеніи впередъ, т. е. при подъемѣ груза, то соотвѣтственное уравненіе для обратнаго хода той же машины, опускающей равномѣрно тотъ же грузъ подъ дѣйствіемъ сопротивляющейся силы тормаза, получится изъ уравненія для прямаго хода машины путемъ перемѣны знаковъ у перемѣщеній или у скоростей частей машины, а также перемѣны знаковъ у коэффиціентовъ вредныхъ сопротивленій. Что же касается выраженій коэффиціента полезнаго дѣйствія въ обоихъ этихъ случаяхъ, то, какъ извѣстно, чтобы получить полезное дѣйствіе подъемной машины при обратномъ ходѣ, зная ея полезное дѣйствіе при прямомъ ходѣ, нужно, кромѣ примѣненія только что изложеннаго правила знаковъ, взять отношеніе обратное тому, какое фигурировало для полезнаго дѣйствія при прямомъ ходѣ машины. Такимъ образомъ, коэффиціентъ полезнаго дѣйствія машины, поднимающей грузъ, выражается:

$$\eta = \frac{T_u}{T_u + T_r} \quad \dots\dots\dots \quad (1a)$$

гдѣ:

T_u—полезная работа машины,

T_r—работа, потерянная на преодолѣніе вредныхъ сопротивленій.

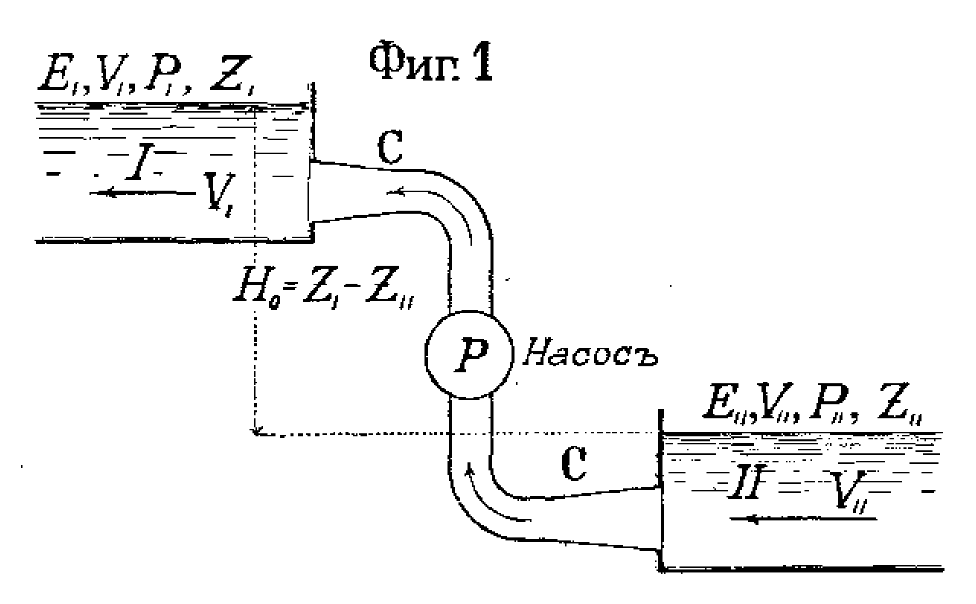
Полезное же дѣйствіе той же машины при обратномъ ходѣ подъ тормазомъ выразится:

$$\eta' = \frac{T_{n} + (T_{p})_{-1}}{T_{n}}, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1б)$$

гдѣ $(T_p)_{-1}$ означаетъ членъ T_p съ измѣненными знаками коэффиціентовъ всѣхъ вредныхъ сопротивленій.

Мы увидимъ ниже, что всѣ формулы для тюрбинъ-двигателей получаются изъ соотвѣтственныхъ формулъ для тюрбинъ-насосовъ посредствомъ примѣненія только что изложенныхъ правилъ обратнаго хода подъемныхъ машинъ, чѣмъ и будетъ доказано наше второе положеніе. Остальныя пять положеній будутъ доказаны непосредственно.

§ 4. **Обозначенія.** Положимъ, что имѣется водяной перепадъ (фиг. 1 и 2), образуемый двумя резервуарами: I—верхнимъ и II—нижнимъ, соединен-



ными трубою *CC*, по которой движется непрерывный потокъ воды, въ одномъ случаѣ (фиг. 1) поднимаемый снизу вверхъ работою тюрбины-насоса P, а въ другомъ случаѣ (фиг. 2) опускающійся сверху внизъ и приводящій въ дѣйствіе тюрбину-двигатель M. Скорости воды какъ въ обоихъ резервуарахъ, такъ и въ трубѣ *CC*, очевидно, противоположны въ этихъ двухъ случаяхъ и вообще неодинаковы.

Пусть, для *установившагося* движенія потока между обоими резервуарами и при *наивыгоднѣйшихъ* скоростяхъ вращенія тюрбины-насоса и тюрбины-двигателя, будутъ:

Q — расходъ воды въ $\frac{\text{куб. мет.}}{\text{сек.}}$ по трубѣ *CC* для случая восходящаго потока (фиг. 1);

Q' — подобный же расходъ для случая нисходящаго потока (фиг. 2);

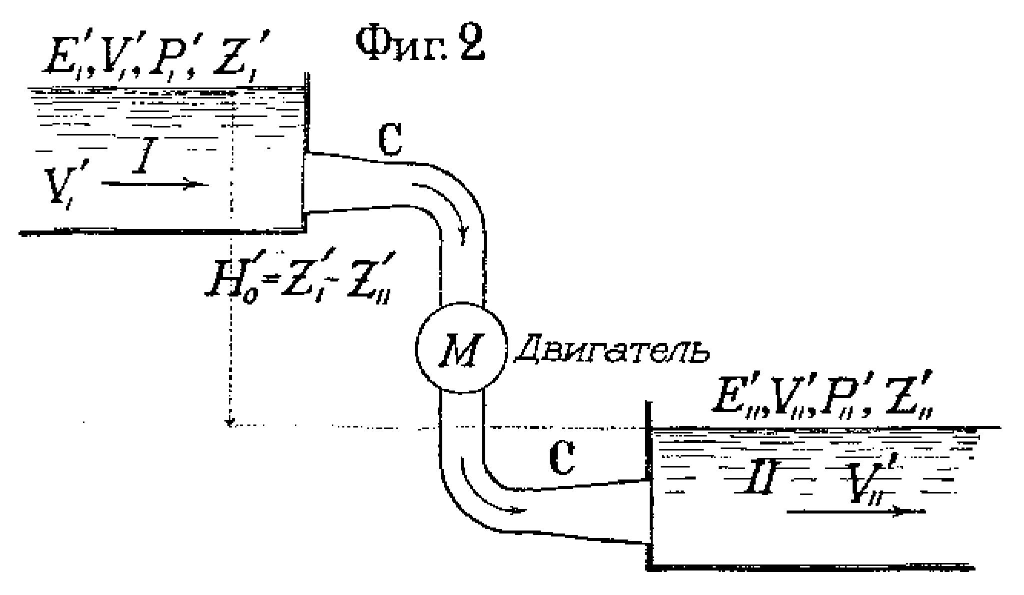
V_I или V'_I | — скорости въ $\frac{\text{мет.}}{\text{сек.}}$, съ которыми вода притекаетъ извнѣ къ
V_{II} или V'_{II} | резервуарамъ I и II или оттекаетъ отъ нихъ наружу;

P_I или P'_I | — давленія въ $\frac{\text{кгр.}}{\text{кв. метр.}}$ на свободной поверхности воды въ
P_{II} или P'_{II} | резервуарахъ I и II;

Z_I или Z'_I | — высоты въ мет. уровней воды въ резервуарахъ I и II надъ
Z_{II} или Z'_{II} | нѣкоторымъ постояннымъ горизонтомъ, напр. уровнемъ моря;

$$\left.\begin{aligned} E_I &= \frac{V_I^2}{2g} + \frac{P_I}{\Delta} + Z_I \text{ или } E'_I = \frac{V'^2_I}{2g} + \frac{P'_I}{\Delta} + Z'_I \\ E_{II} &= \frac{V_{II}^2}{2g} + \frac{P_{II}}{\Delta} + Z_{II} \text{ или } E'_{II} = \frac{V'^2_{II}}{2g} + \frac{P'_{II}}{\Delta} + Z'_{II} \end{aligned}\right\} —$$

— высоты въ мет. надъ горизонтомъ моря уровней абсолютнаго напора въ резервуарахъ I и II, или, что тоже, полная механическая энергія въ



кгр.×мет. одного кгр. воды въ резервуарахъ I и II по отношенію къ механической энергіи этого кгр., взятаго на уровнѣ моря, въ покоѣ и подъ нулевымъ давленіемъ;

Δ — удѣльный вѣсъ воды $= 1000 \frac{\text{кгр.}}{\text{куб. мет.}}$;

g — ускореніе силы тяжести $= 9{,}81 \frac{\text{мет.}}{(\text{сек.})^2}$;

$H = E_I - E_{II} = E'_I - E'_{II}$ — абсолютный напоръ въ мет. разсматриваемаго перепада, который будемъ предполагать *одинаковымъ* какъ для восходящаго потока (насосъ), такъ и для нисходящаго (двигатель); иными словами, H представляетъ собою увеличеніе или уменьшеніе механической энергіи въ кгр. × мет. одного килогр. воды при переходѣ

его изъ резервуара II въ резервуаръ I или обратно. Въ первомъ случаѣ H есть механическая энергія, *накопляемая* однимъ килогр. воды, во второмъ случаѣ H есть механическая энергія, *расходуемая* однимъ кгр. воды или, какъ говорятъ, *располагаемая* въ данномъ перепадѣ для полученія полезной работы механическая энергія одного кгр. воды;

$P_{abs.} = \Delta QH$, $P'_{abs.} = \Delta Q'H$ — абсолютная мощность въ $\frac{\text{кгр.} \times \text{мет.}}{\text{сек.}}$ даннаго перепада, накопляемая восходящимъ потокомъ или расходуемая нисходящимъ;

X — механическая энергія, въ кгр. $\times$ мет., передаваемая насосомъ P каждому килограмму воды, проходящей черезъ рабочее колесо тюрбины;

X' — механическая энергія, въ кгр. $\times$ мет., передаваемая рабочему колесу двигателя M каждымъ килограммомъ проходящей черезъ это колесо воды;

Y^c или $Y^{c'}$ — механическая энергія, въ кгр. $\times$ мет., безполезно потерянная на треніе жидкости, водовороты, удары и т. п. (т. е. обращенная въ теплоту) въ трубопроводѣ CC каждымъ килограммомъ воды, переходящимъ изъ резервуара II въ резервуаръ I или наоборотъ:

Y^t или $Y^{t'}$ — механическая энергія, въ кгр. $\times$ мет., безполезно потерянная на тѣ же необратимые процессы и перешедшая въ теплоту внутри насоса P или двигателя M на каждой килограммъ воды, проходящей черезъ рабочее колесо тюрбины.

Величины E, H, X, Y, Z измѣряются, очевидно, одною и тою же единицею: $\frac{\text{кгр.} \times \text{мет.}}{\text{кгр.}} =$ мет.

При этихъ обозначеніяхъ, принципъ сохраненія энергіи въ приложеніи къ одному килограмму воды, поступающему черезъ трубопроводъ CC и гидравлическую тюрбину P или M изъ резервуара II въ резервуаръ I или наоборотъ и притомъ *полностью* проходящему черезъ рабочее колесо тюрбины (часть воды проходитъ мимо колеса, сквозь зазоры), даетъ намъ слѣдующія два уравненія, въ предположеніи установившагося движенія потока между обоими резервуарами:

$$\left.\begin{aligned} &\text{а) для насоса:} \quad X = H + Y^c + Y \;\ldots\ldots\ldots\ldots \\ &\text{б) для двигателя:} \quad H = X' + Y^{c'} + Y'' \text{ или: } X' = H - (Y^{c'} + Y'') \end{aligned}\right\} \quad (2)$$

Внутреннее полезное дѣйствіе одного килограмма воды, проходящаго черезъ рабочее колесо тюрбины, или, иначе, *коэффиціентъ гидравлическаго полезнаго дѣйствія* тюрбинной установки выразится:

а) насосъ:

$$\eta_{hyd.} = \frac{H}{X} = \frac{H}{H + Y^c + Y^t}$$

б) двигатель:

$$\eta'_{hyd.} = \frac{X'}{H} = \frac{H - (Y^{c'} + Y'')}{H} \qquad (3)$$

Во всемъ дальнѣйшемъ изложенiи мы будемъ предполагать, что тюрбина-насосъ и тюрбина-двигатель вращаются съ такими *наивыгоднѣйшими*, для даннаго H, скоростями, при которыхъ коэффицiенты $\eta_{hyd.}$ и $\eta'_{hyd.}$ (или, проще, η_h и η'_h) суть *maxima*. Слѣдуетъ имѣть въ виду, что коэффицiенты $\eta_{hyd.}$ и $\eta'_{hyd.}$ опредѣляютъ собою гидравлическое полезное дѣйствiе *всей* тюрбинной установки, включая какъ самую машину, такъ и трубопроводъ CC. Для характеристики полезнаго гидравлическаго дѣйствiя *самой тюрбины* нужно взять отношенiя полезно преобразованной внутри машины механической энергiи на одинъ килограммъ воды, проходящей черезъ рабочее колесо, ко всей механической энергiи того же килограмма, преобразованной внутри машины, т. е. слѣдующiя выраженiя:

а) насосъ:

$$\eta'_{hyd.} = \frac{X - Y^t}{X} = \frac{H + Y^c}{H + Y^c + Y^t} > \eta_{hyd.}$$

б) двигатель:

$$\eta''_{hyd.} = \frac{X'}{X' + Y''} = \frac{H - (Y^{c'} + Y'')}{H - Y^{c'}} > \eta'_{hyd.} \qquad (4)$$

Сравнивая выраженiя (3*а*) и (4*а*) для насосовъ съ выраженiями (3*б*) и (4*б*) для двигателей, видимъ, что тѣ и другiя тождественны съ формулами (1*а*) и (1*б*) для коэффицiентовъ полезнаго дѣйствiя подъемной машины при прямомъ и при обратномъ ходѣ.

Въ тюрбинахъ-насосахъ гидродинамическое давленiе струи у выхода ея изъ рабочаго колеса, т. е. со стороны верхняго резервуара, всегда больше, чѣмъ такое же давленiе при входѣ струи въ рабочее колесо, со стороны нижняго резервуара. Поэтому гидравлическiя тюрбины-помпы обладаютъ всегда бо́льшею или меньшею положительною степенью реакцiи и никогда не бываютъ акцiонными; въ противномъ случаѣ, какъ будетъ показано ниже, вслѣдствiе большой скорости струи, выходящей изъ рабочаго колеса, возникали бы значительныя потери энергiи на ударъ струи и на водовороты въ спиральномъ отливномъ каналѣ такъ называемыхъ центробѣжныхъ тюрбинъ-помпъ, и могли бы даже происходить разрывы непрерывности струи въ насосѣ. Такимъ образомъ, реакцiонность тюрбины является однимъ изъ условiй возможности для нея работать, какъ насосъ, почему мы и будемъ впредь предполагать обѣ наши сравниваемыя тюрбины P и M реакцiонными.

Щель, существующая всегда между направляющимъ и рабочимъ ко-

лесами тюрбины, а также зазоры между рабочимъ колесомъ и кожухомъ, въ которомъ оно вращается, служатъ въ реакціонныхъ тюрбинахъ причиною того, что часть воды протекаетъ изъ верхняго резервуара въ нижній хотя и черезъ машину P или M, но мимо рабочаго колеса ея, а именно щелью и зазоромъ.

Благодаря этому обстоятельству, объемъ воды, дѣйствительно проходящій каждую секунду черезъ рабочее колесо тюрбины, больше, чѣмъ $Q \frac{\text{куб. метр.}}{\text{сек.}}$ — для насоса, и меньше, чѣмъ $Q' \frac{\text{куб. метр.}}{\text{сек.}}$ — для двигателя.

Обозначая этотъ дѣйствительный секундный расходъ для рабочаго колеса тюрбины-насоса черезъ:

$$q = \varphi Q,$$

и для рабочаго колеса тюрбины-двигателя черезъ:

$$q' = \varphi' Q',$$

мы должны приписать *коэффиціентамъ* φ и φ' *расхода черезъ рабочее колесо* значенія:

$$\varphi > 1 \quad \text{и} \quad \varphi' < 1.$$

Внутренняя мощность тюрбины, т. е. механическая энергія, накопляемая или расходуемая въ каждую секунду потокомъ внутри рабочаго колеса тюрбины, выразится, на основаніи урав. (3), слѣдующимъ образомъ:

$$\left.\begin{aligned} &\text{а) насосъ:} \quad P_{int.} = \Delta q X = \Delta \varphi Q X = \frac{\Delta \varphi Q H}{\eta_{hyd.}} \ \frac{\text{кгр.} \times \text{метр.}}{\text{сек.}} \\ &\text{б) двигатель:} \quad P'_{int.} = \Delta q' X' = \Delta \varphi' Q' X' = \eta'_{hyd.} \Delta \varphi' Q' H \ \frac{\text{кгр.} \times \text{метр.}}{\text{сек.}} \end{aligned}\right\} \quad (5)$$

Внѣшняя мощность на валу тюрбины получится изъ внутренней мощности дѣленіемъ ея (для насоса) или умноженіемъ ея (для двигателя) на *коэффиціентъ* $\eta_{mec.}$ или $\eta'_{mec.}$ *механическаго полезнаго дѣйствія тюрбины*, зависящій отъ внѣшнихъ потерь энергіи рабочаго колеса, т. е. отъ сопротивленія его вращенію въ окружающей колесо жидкой средѣ и отъ тренія оси колеса въ подшипникахъ.

Такимъ образомъ, для внѣшней мощности тюрбины имѣемъ выраженія:

$$\left.\begin{aligned} &\text{а) насосъ:} \quad P_{ext} = \frac{P_{int.}}{\eta_{mec.}} = \frac{\Delta \varphi Q H}{\eta_{hyd.} \ \eta_{mec.}} \ \frac{\text{кгр.} \times \text{метр.}}{\text{сек.}} \\ &\text{б) двигатель:} \quad P'_{ext.} = \eta'_{mec.} . P'_{int.} = \eta'_{hyd.} . \eta'_{mec.} . \Delta \varphi' Q' H \ \frac{\text{кгр.} \times \text{метр.}}{\text{сек.}} \end{aligned}\right\} \quad (6)$$

Отсюда слѣдуетъ, что *общій или валовой коэффиціентъ* $\eta_{tot.}$ или $\eta'_{tot.}$ *полезнаго дѣйствія тюрбинной установки* выражается такъ:

$$\left.\begin{array}{ll}\text{а) насосъ:} & \eta_{nut.} = \frac{P_{abs.}}{P_{ext.}} = \frac{\eta_{hyd.} \cdot \eta_{mec.}}{\varphi} \\ \text{б) двигатель:} & \eta'_{nut.} = \frac{P'_{ext.}}{P'_{abs.}} = \varphi' \cdot \eta'_{hyd.} \cdot \eta'_{mec.}\end{array}\right\} \quad \ldots \ldots \quad (7)$$

Подставляя въ формулы (7) величины $\eta_{hyd.}$ и $\eta'_{hyd.}$ изъ уравненій (3) и величины $\eta_{mec.}$ и $\eta'_{mec.}$, получаемыя изъ уравненій аналогичныхъ съ уравн. (3), легко убѣдиться, что выраженіе для $\eta'_{nut.}$ можетъ быть выведено изъ выраженія для $\eta_{nut.}$ согласно правила нахожденія полезнаго дѣйствія подъемной машины при обратномъ ходѣ (формулы 1*а* и 1*б*).

Величины коэффиціента расхода черезъ рабочее колесо и разныхъ коэффиціентовъ полезнаго дѣйствія для современныхъ реакціонныхъ тюрбинъ, снабженныхъ со стороны верхняго резервуара направляющими колесами (у двигателей) или диффузерами съ неподвижными лопастями (у насосовъ), въ предположеніи, что длина трубопровода CC (фиг. 1 и 2) не разнится значительно отъ высоты H, лежатъ обыкновенно между слѣдующими предѣлами:

а) насосы:

$\eta_{hyd.} = 0{,}70$—$0{,}80$; $\eta_{mec.} = 0{,}97$—$0{,}98$; $\varphi = 1{,}03$—$1{,}05$; $\eta_{nut.} = 0{,}65$—$0{,}75$

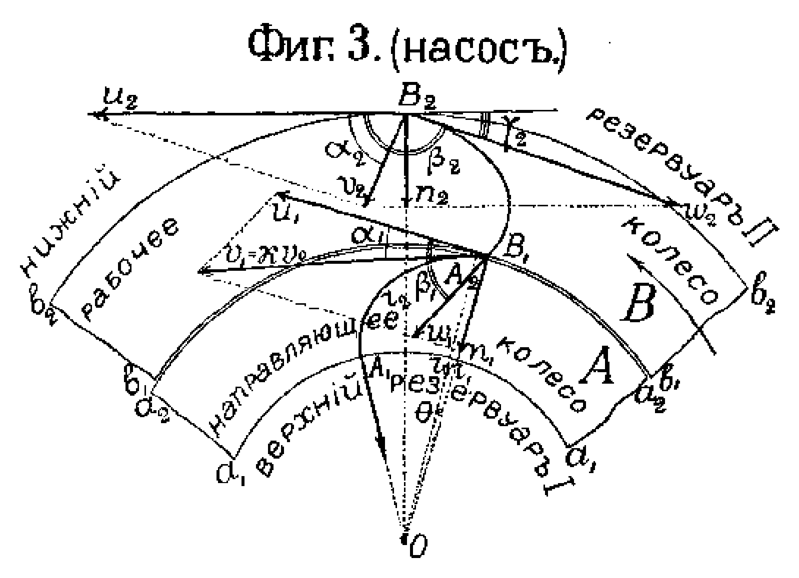
б) двигатели:

$\eta'_{hyd.} = 0{,}80$—$0{,}85$; $\eta'_{mec.} = 0{,}92$—$0{,}96$; $\varphi' = 0{,}96$—$0{,}98$; $\eta'_{nut.} = 0{,}70$—$0{,}80$.

§ 5. Выводъ основныхъ формулъ. Обратимся теперь къ разсмотрѣнію процесса обмѣна механической энергіи между рабочимъ колесомъ тюрбины и проходящею черезъ него струею воды. Для общности вывода положимъ, что имѣется какая либо тюрбина смѣшаннаго типа, т. е. радіально-осевая, состоящая изъ двухъ лопастныхъ колесъ: неподвижнаго—направляющаго и вращающагося—рабочаго; тюрбина установлена на трубопроводѣ между верхнимъ и нижнимъ резервуарами такъ, что направляющее меньшее колесо помѣщено внутри рабочаго, со стороны верхняго резервуара, рабочее же бóльшее колесо своимъ внутреннимъ отверстіемъ (т. е. съ меньшимъ радіусомъ) обращено въ сторону верхняго резервуара, а наружнымъ отверстіемъ (съ бóльшимъ радіусомъ)—въ сторону нижняго. Если струя проходитъ черезъ эту тюрбину въ направленіи отъ верхняго резервуара къ нижнему, то тюрбина работаетъ какъ центробѣжно-осевой двигатель, если же направленіе потока обратное, снизу вверхъ, то тюрбина, вращаемая въ противоположную сторону, играетъ роль центростремительно-осеваго насоса. Выведемъ общія выраженія для механической энергіи X, накопляемой струею въ послѣднимъ случаѣ, и для механической энергіи X', расходуемой струею въ первомъ случаѣ въ рабочемъ колесѣ на каждый килограммъ проходящей черезъ него воды.

Будемъ обозначать значками 1 всѣ измѣренія и механическія величины, относящіяся къ элементамъ струи и тюрбины, обращеннымъ въ сторону верхняго резервуара I, и значками 2 подобныя же измѣренія

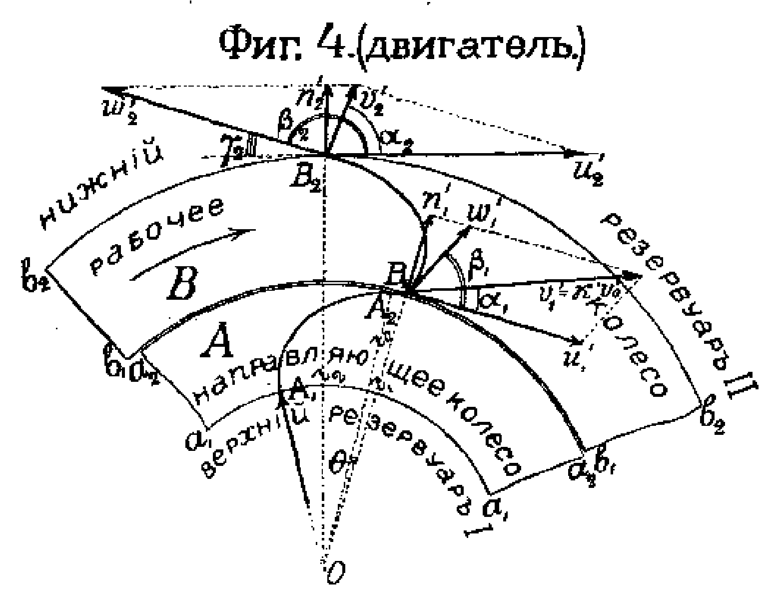
Фиг. 3. (насосъ.)



и величины, относящіяся къ элементамъ, расположеннымъ со стороны нижняго резервуара II.

Фигуры 3 и 4 представляютъ собою схематическія проекціи одного и того же сегмента тюрбины на плоскость перпендикулярную къ оси ея

Фиг. 4. (двигатель.)



вращенія, проектирующейся въ точкѣ 0, а также проекціи на эту плоскость треугольниковъ скоростей при входѣ и при выходѣ струи изъ ра-

бочаго колеса, въ предположеніи, что тюрбина работаетъ съ наивыгоднѣйшею скоростью или какъ насосъ (фиг. 3), или какъ двигатель (фиг. 4) при одномъ и томъ же для обоихъ случаевъ абсолютномъ напорѣ H.

A — есть неподвижное направляющее колесо, расположенное со стороны верхняго резервуара;

B — есть рабочее колесо, помѣщенное со стороны нижняго резервуара;

кривая A_1A_2 — есть геометрическая ось одного изъ каналовъ направляющаго колеса;

кривая B_1B_2 — есть ось одного изъ каналовъ рабочаго колеса, взятая въ моментъ, когда касательная къ кривой A_1A_2 въ точкѣ A_2 проходитъ черезъ точку B_1; точки A_2 и B_1 въ этотъ моментъ близки къ совпаденію (ихъ раздѣляетъ разстояніе $A_2B_1 = \frac{j}{\sin \alpha_1}$, гдѣ j есть толщина зазора между колесами A и B, измѣренная въ направленіи скоростей u_1 или u_1');

$a_1A_1a_1$ — есть окружность, проходящая черезъ центры верхнихъ (т. е. обращенныхъ къ верхнему резервуару) отверстій каналовъ направляющаго колеса;

$a_2A_2a_2$ — есть окружность радіуса $r_0 = OA_2$, проходящая черезъ центры нижнихъ (т. е. обращенныхъ къ нижнему резервуару) отверстій каналовъ направляющаго колеса;

$b_1B_1b_1$ — есть окружность радіуса $r_1 = OB_1$, проходящая черезъ центры верхнихъ отверстій каналовъ рабочаго колеса; въ осевыхъ тюрбинахъ $r_1 = r_0$; въ радіальныхъ разность между r_0 и r_1 равна j, т. е. толщинѣ зазора между колесами, составляющей для ободьевъ колесъ отъ 2 до 4 мм. и для лопастей колесъ отъ 2 до 20 мм.; въ общемъ случаѣ тюрбины смѣшаннаго типа, если обозначимъ черезъ ψ уголъ, образуемый плоскостью треугольника скоростей въ точкѣ B_1 съ осью тюрбины, или, что тоже, уголъ между скоростью u_1 или u_1' и осью тюрбины, то найдемъ: $\pm (r_1 - r_0) = j \cdot \sin \psi$, гдѣ знакъ $+$ относится къ случаю расположенія рабочаго колеса снаружи направляющаго, какъ на чертежахъ 3 и 4, а знакъ $-$ къ обратному расположенію колесъ; при незначительности толщины зазора j между лопастями, независимо отъ величины угла ψ, часто принимаютъ, что $r_0 = r_1$;

$b_2B_2b_2$ — есть окружность радіуса $r_2 = OB_2$, проходящая черезъ центры нижнихъ отверстій каналовъ рабочаго колеса.

Струя воды проходитъ по каналамъ направляющаго и рабочаго колесъ въ направленіи $B_2B_1A_2A_1$, если тюрбина работаетъ, какъ центростремительно-осевой насосъ, и въ направленіи $A_1A_2B_1B_2$, если тюрбина

дѣйствуетъ, какъ центробѣжно-осевой двигатель. Направленія вращенія тюрбины въ томъ и другомъ случаѣ противоположны и показаны на чертежахъ 3 и 4 стрѣлками.

Если проведемъ касательную къ кривой A_1A_2 въ точкѣ A_2, то получимъ направленіе абсолютной скорости v_0 или v_0' струи близъ нижняго отверстія направляющаго канала. Предполагая, что тюрбина движется съ наивыгоднѣйшею скоростью, мы должны допустить, что струя воды переходить изъ канала A_1A_2 въ каналъ B_1B_2 или обратно—безъ удара о наружную или внутреннюю поверхность рабочихъ лопастей, т. е. такъ, что скорость струи v_0 или v_0' близъ точки A_2 направляющаго канала вполнѣ совпадаетъ по направленію и по возможности совпадаетъ по величинѣ съ абсолютною скоростью v_1 или v_1' струи близъ точки B_1 рабочаго канала.

Измѣненіе въ величинѣ абсолютной скорости струи при переходѣ ея изъ одного колеса въ другое обусловливается потерею части воды черезъ зазоры между колесами, почему расходы воды черезъ рабочее и направляющее колеса неодинаковы. Въ тюрбинѣ, служащей для одной какой либо цѣли, т. е. въ качествѣ только насоса или только двигателя, это обстоятельство можетъ быть уравновѣшено соотвѣтственнымъ выборомъ площадей смежныхъ отверстій обоихъ колесъ, такъ чтобы при наивыгоднѣйшей скорости вращенія тюрбины абсолютныя скорости прохожденія воды черезъ эти отверстія были одинаковы не только по направленію, но и по величинѣ. Въ обратимой же тюрбинѣ одновременное существованіе геометрическихъ равенствъ:

$$\overline{v_0} = \overline{v_1} \quad \text{и} \quad \overline{v_0'} = \overline{v_1'}$$

неосуществимо, ибо, въ силу односторонней въ обоихъ случаяхъ утечки воды черезъ зазоръ между колесами наружу или въ сторону нижняго резервуара, соблюденіе перваго равенства въ тюрбинѣ-насосѣ, гдѣ $\varphi > 1$, т. е. гдѣ расходъ черезъ рабочее колесо больше расхода черезъ направляющее колесо, требовало бы, чтобы площадь S_1 верхняго отверстія рабочаго колеса была больше площади S_0 нижняго отверстія направляющаго колеса, соблюденіе же втораго равенства въ тюрбинѣ-двигателѣ, гдѣ $\varphi' < 1$, т. е. гдѣ расходъ воды черезъ рабочее колесо меньше расхода черезъ направляющее, вызывало бы противоположное требованіе, чтобы S_1 было меньше, чѣмъ S_0. Такъ какъ эти условія взаимно исключаютъ другъ друга, то въ обратимыхъ тюрбинахъ вполнѣ безударный переходъ струи изъ рабочаго колеса въ направляющее или обратно недостижимъ, и подъ наивыгоднѣйшей скоростью вращенія рабочаго колеса слѣдуетъ разумѣть такую скорость, при которой абсолютныя скорости струи v_0 и v_1, а также v_0' и v_0' совпадаютъ другъ съ другомъ лишь по

направленіе, величины же ихъ удовлетворяютъ условіямъ:

$$\left.\begin{array}{l} v_1 = \varkappa v_0 \\ v_1' = \varkappa' v_0' \end{array}\right\}, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \qquad (8)$$

гдѣ $\varkappa$ и $\varkappa'$ суть коэффиціенты близкіе къ единицѣ (обыкновенно $\varkappa > 1$, $\varkappa' < 1$) и опредѣляемые конструкціею тюрбины. Раціональная величина этихъ коэффиціентовъ будетъ выведена ниже.

Три касательныя къ кривымъ A_1A_2, B_1B_2 и къ окружности $b_1B_1b_1$, проведенныя черезъ точку B_1, лежатъ въ одной плоскости, которую будемъ называть плоскостью треугольника скоростей въ точкѣ B_1, такъ какъ эти три касательныя совпадаютъ по направленію со слѣдующими тремя скоростями: 1) $\varkappa v_0 = v_1$ или $\varkappa' v_0' = v_1'$ — абсолютною скоростью струи въ точкѣ B_1; 2) w_1 или w_1' — относительною скоростью струи по отношенію къ рабочему колесу въ точкѣ B_1, и 3) $u_1 = r_1\omega$ или $u_1' = r_1\omega'$ — вращательною скоростью точки B_1, и такъ какъ, кромѣ того, объясненныя выше условія безударнаго перехода струи изъ одного канала въ другой даютъ мѣсто для слѣдующихъ геометрическихъ равенствъ:

$$\left.\begin{array}{lll} \text{а) насосъ:} & \overline{\varkappa v_0} = \overline{v_1} = \overline{u_1} + \overline{w_1} \\ \text{б) двигатель:} & \overline{\varkappa' v_0'} = \overline{v_1'} = \overline{u_1'} + \overline{w_1'} \end{array}\right\} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \qquad (9)$$

Равенства эти показываютъ, что скорости v_0, v_1, u_1 и w_1, а также скорости v_0', v_1', u_1' и w_1' всѣ лежатъ въ одной и той же плоскости треугольника скоростей въ точкѣ B_1.

Обозначимъ слѣдующимъ образомъ конструктивные углы тюрбины въ точкѣ B_1:

α_1 — уголъ между скоростями u_1 и v_1 или между u_1' и v_1', т. е. конструктивный уголъ между касательною къ кривой $b_1B_1b_1$ въ точкѣ B_1 и касательною къ кривой A_1A_2 въ точкѣ A_2, взятою въ тотъ моментъ, когда эта касательная проходитъ черезъ точку B_1;

β_1 — уголъ между скоростями u_1 и w_1 или между u_1' и w_1', т. е. конструктивный уголъ между касательными къ кривымъ $b_1B_1b_1$ и B_1B_2 въ точкѣ B_1.

(Углы будемъ всегда отсчитывать отъ направленія вращательной скорости разсматриваемой точки рабочаго колеса).

Кромѣ того, обозначимъ:

α_0 — конструктивный, меньшій 90° уголъ между касательными къ кривымъ A_1A_2 и $a_2A_2a_2$ въ точкѣ A_2 (уголъ этотъ не показанъ на фиг. 3 и 4);

θ — уголъ A_2OB_1, взятый въ плоскости треугольника скоростей въ

точкѣ B_1; уголъ этотъ находится, какъ отношеніе дуги къ радіусу, по формулѣ:

$$\theta = j \cdot cotg\,\alpha_0 : \frac{r_1}{sin\,\psi} = \frac{j \cdot cotg\,\alpha_0\ sin\,\psi}{r_1} = \frac{\pm (r_1 - r_0)\ cotg\,\alpha_0}{r_1}.$$

Связь между углами α_0, α_1 и θ выражается формулою: $\alpha_1 = \alpha_0 \pm \theta$, которая служитъ для опредѣленія угла α_1 по извѣстному изъ конструкціи направляющаго колеса углу α_0 и вычисленному углу θ. Въ этихъ формулахъ знакъ + соотвѣтствуетъ наружному расположенію рабочаго колеса, знакъ — внутреннему.

Соединимъ прямою линіею точку B_1 и точку пересѣченія оси тюрбины съ плоскостью треугольника скоростей въ точкѣ B_1; эта прямая изображается на фиг. 3 и 4 линіею B_1O. Общая проекція на эту линію абсолютной и относительной скоростей струи въ точкѣ B_1:

$$n_1 = v_1\ sin\,\alpha_1 = w_1\ sin\,\beta_1 \quad \text{или:} \quad n_1' = v_1'\ sin\,\alpha_1 = w_1'\ sin\,\beta_1 \quad . \quad . \quad (10)$$

даетъ величину нормальной скорости n_1 или n_1', съ которою струя проходитъ черезъ верхнее отверстіе рабочаго колеса. Нормальная скорость прохожденія струи черезъ нижнее отверстіе направляющаго колеса выражается, на основаніи уравн. (9), формулами:

$$\left.\begin{aligned} &\text{а) насосъ:} && n_0 = v_0\ sin\,\alpha_1 = \frac{v_1\ sin\,\alpha_1}{\varkappa} = \frac{n_1}{\varkappa} \\ &\text{б) двигатель:} && n_0' = v_0'\ sin\,\alpha_1 = \frac{v_1'\ sin\,\alpha_1}{\varkappa'} = \frac{n_1'}{\varkappa'} \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (11)$$

Площади сосѣднихъ отверстій рабочаго и направляющаго колесъ должны быть измѣрены нормально къ скорости n_1 или n_1'.

Для рабочаго колеса нестѣсненная площадь S_1 верхняго отверстія выражается такъ:

$$S_1 = (2\pi r_1 - ze_1)\ b_1 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (12)$$

Здѣсь:

r_1 — есть радіусъ окружности $b_1B_1b_1$;
z — число лопастей рабочаго колеса;
e_1 — толщина лопастей, измѣренная по окружности $b_1B_1b_1$;
b_1 — ширина кольцевиднаго верхняго отверстія рабочаго колеса, измѣренная нормально къ плоскости треугольника скоростей въ точкѣ B_1.

Если края рабочихъ лопастей проходятъ очень близко отъ краевъ лопастей направляющихъ (что, впрочемъ, избѣгается во многихъ современныхъ конструкціяхъ), то свободная для прохода струи площадь верхняго отверстія рабочаго колеса получится умноженіемъ выраженія (12)

на коэффиціентъ k_1 съуженія свободной площади S_1 верхняго отверстія рабочаго колеса краями направляющихъ лопастей, что даетъ:

$$k_1 S_1 = k_1 (2\pi r_1 - z e_1) \, b_1 = \frac{t_0 - e_0}{t_0} (2\pi r_1 - z e_1) \, b_1, \quad . \quad . \quad (13)$$

гдѣ: t_0 — есть шагъ или дѣленіе направляющаго колеса на окружности $a_2 A_2 a_2$ (т. е. разстояніе между центрами лопастей по этой окружности);

e_0 — толщина направляющихъ лопастей, измѣренная по той же окружности;

$k_1 = \frac{t_0 - e_0}{t_0}$ — коэффиціентъ съуженія отверстія S_1 направляющими лопастями.

Абсолютная скорость прохожденія струею съуженнаго отверстія $k_1 S_1$ есть, очевидно, $\frac{v_1}{k_1}$ или $\frac{v'_1}{k_1}$, ибо: $k_1 S_1 \cdot \frac{v_1}{k_1} \sin \alpha_1 = S_1 v_1 \sin \alpha_1 = q$ или: $k_1 S_1 \cdot \frac{v'_1}{k_1} \sin \alpha_1 = S_1 v'_1 \sin \alpha_1 = q'$.

Разсчетъ площади S_0 нижняго отверстія направляющаго колеса производится по формуламъ вполнѣ аналогичнымъ съ выраженіями (12) и (13), а именно, нестѣсненная площадь выражается:

$$S_0 = (2\pi r_0 - z_0 e_0) \, b_0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (14)$$

Въ случаѣ непосредственной близости кревъ лопастей обоихъ колесъ чистая площадь нижняго отверстія направляющаго колеса опредѣляется помноженіемъ выраженія (14) на коэффиціентъ k_0 съуженія отверстія S_0 краями рабочихъ лопастей:

$$k_0 S_0 = k_0 (2\pi r_0 - z_0 e_0) \, b_0 = \frac{t_1 - e_1}{t_1} (2\pi r_0 - z_0 e_0) \, b_0 \quad . \quad . \quad (15)$$

Здѣсь: r_0 — есть радіусъ окружности $a_2 A_2 a_2$;

z_0 — число направляющихъ лопастей;

e_0 — толщина направляющихъ лопастей, измѣренная по окружности $a_2 A_2 a_2$;

b_0 — ширина кольцевиднаго нижняго отверстія направляющаго колеса, измѣренная такимъ же образомъ, какъ b_1;

t_1 — шагъ или дѣленіе рабочаго колеса, измѣренное на окружности $b_1 B_1 b_1$;

e_1 — толщина лопастей рабочаго колеса, измѣренная па той же окружности;

$k_0 = \frac{t_1 - e_1}{t_1}$ коэффиціентъ съуженія отверстія S_0 рабочими лопастями.

Абсолютная скорость прохожденія струею съуженнаго отверстія $k_0 S_0$ есть $\frac{v_0}{k_0}$ или $\frac{v'_0}{k_0}$, ибо: $k_0 S_0 \cdot \frac{v_0}{k_0} \sin \alpha_1 = S_0 v_0 \sin \alpha_1 = Q$.

Итакъ, если края рабочихъ и направляющихъ лопастей весьма близки одни къ другимъ, то непрерывная струя, переходящая изъ сѣченія S_1 въ сѣченіе S_0 или обратно, послѣдовательно и весьма быстро мѣняетъ при этомъ переходѣ свою среднюю абсолютную скорость слѣдующимъ образомъ:

а) насосъ:

$$v_1, \frac{v_1}{k_1}, \frac{v_0}{k_0}, v_0$$

или, соотвѣтственно:

б) двигатель:

$$v_0', \frac{v_0'}{k_0}, \frac{v_1'}{k_1}, v'_1,$$

что сопряжено съ рядомъ вредныхъ для гидравлическаго полезнаго дѣйствія вторичныхъ ударовъ, которые могутъ быть нѣсколько ослаблены удаленіемъ смежныхъ краевъ направляющихъ и рабочихъ лопастей на 10—20 мм. (въ большихъ тюрбинахъ—до 50 мм.) другъ отъ друга, благодаря чему струя не только не испытываетъ съуженія въ отверстіяхъ S_1 и S_0, но, наоборотъ, расширяется въ зазорѣ, площадь сѣченія котораго близъ отверстія S_1 есть $\frac{S_1}{k_0}$, а близъ отверстія S_0 есть $\frac{S_0}{k_1}$; поэтому струя, проходящая изъ одного колеса въ другое, мѣняетъ свою среднюю абсолютную скорость въ такомъ порядкѣ (для насоса): v_1, k_0v_1, k_1v_0, v_0 или въ такомъ (для двигателя): v'_0, $k_1v'_0$, $k_0v'_1$, v_1, причемъ потеря на ударъ, при внезапномъ измѣненіи скорости отъ утечки черезъ зазоръ съ k_0v_1 на k_1v_0 или съ $k_1v'_0$ на $k_0v'_1$, очевидно, уменьшается, по сравненію съ подобною же потерею на ударъ при измѣненіи большихъ скоростей:

$$\frac{v_1}{k_1} \text{ въ } \frac{v_0}{k_0} \text{ или } \frac{v'_0}{k_0} \text{ въ } \frac{v'_1}{k_1}.$$

Постараемся опредѣлить раціональныя величины конструктивныхъ коэффиціентовъ $\varkappa$ и $\varkappa'$, входящихъ въ формулы (8), (9) и (11).

Площади S_0 и S_1 должны удовлетворять слѣдующимъ условіямъ различнаго расхода воды черезъ сосѣднія отверстія двухъ колесъ:

а) насосъ:

$$\left.\begin{aligned} Q = S_0 n_0 = S_0 \frac{n_1}{\varkappa} \\ q = \varphi Q = S_1 n_1 \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots (16а)$$

б) двигатель:

$$\left.\begin{aligned} Q' = S_0 n'_0 = S_0 \frac{n'_1}{\varkappa'} \\ q' = \varphi' Q' = S_1 n'_1 \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots (16б)$$

Изъ этихъ уравненій получаемъ дѣленіемъ:

$$\left.\begin{aligned} &\text{а) насосъ:} \quad \varphi = \varkappa \frac{S_1}{S_0} = \varkappa\sigma_0; \quad \text{откуда: } \varkappa = \frac{\varphi}{\sigma_0} \\ &\text{б) двигатель:} \quad \varphi' = \varkappa' \frac{S_1}{S_0} = \varkappa'\sigma_0; \quad \text{откуда: } \varkappa' = \frac{\varphi'}{\sigma_0} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots (17)$$

Такимъ образомъ, для нахожденія $\varkappa$ и $\varkappa'$ нужно знать коэффиціенты φ и φ' расхода черезъ рабочее колесо и конструктивное отношеніе $\sigma_0 = \frac{S_1}{S_0}$. Выраженія для φ и φ' въ функціи элементовъ тюрбины будутъ даны ниже (см формулу 75-ую), что же касается конструктивнаго отношенія $\sigma_0 = \frac{S_1}{S_0}$, то, желая опредѣлить à priori его раціональную величину, нужно различать два отдѣльныхъ случая, а именно:

1. Площади S_0 и S_1 отверстій двухъ колесъ не стѣснены краями сосѣднихъ лопастей, благодаря достаточному взаимному удаленію лопастей обоихъ колесъ. Въ этомъ случаѣ, полагая $\sigma_0 = 1$, найдемъ: $\varkappa = \varphi$ и $\varkappa' = \varphi'$, потери же энергіи, вызываемыя внезапнымъ переходомъ скорости v_1 въ v_0 или скорости v'_0 въ v'_1, на основаніи принципа Борда-Карно, напишутся:

а) насосъ: $$y_1' = \frac{(v_1 - v_0)^2}{2g} = \left(1 - \frac{1}{\varkappa}\right)^2 \frac{v_1^2}{2g} = \left(1 - \frac{1}{\varphi}\right)^2 \frac{v_1^2}{2g};$$

б) двигатель: $$y_1'' = \frac{(v_0' - v_1')^2}{2g} = \left(\frac{1}{\varkappa'} - 1\right)^2 \frac{v_1'^2}{2g} = \left(\frac{1}{\varphi'} - 1\right)^2 \frac{v_1'^2}{2g}.$$

Ниже будетъ доказано, что при всякихъ величинахъ σ_0 и вообще для всѣхъ обратимыхъ тюрбинъ имѣетъ мѣсто равенство:

$$1 - \frac{1}{\varphi} = \frac{1}{\varphi'} - 1.$$

Такимъ образомъ, при сдѣланныхъ предположеніяхъ коэффиціенты

$$\left(1 - \frac{1}{\varphi}\right)^2 \quad \text{и} \quad \left(\frac{1}{\varphi'} - 1\right)^2$$

потери энергіи на удары по отношенію къ кинетической энергіи $\frac{v_1^2}{2g}$ или $\frac{v_1'^2}{2g}$ потока въ верхнемъ отверстіи рабочаго колеса одинаковы для насоса и для двигателя, что̀ слѣдуетъ считать нормальнымъ въ обратимой тюрбинѣ. Итакъ, если площади S_0 и S_1 не испытываютъ съуженія отъ краевъ сосѣднихъ лопастей, то слѣдуетъ принять, какъ раціональное значеніе для отношенія этихъ площадей:

$$\sigma_0 = \frac{S_1}{S_0} = 1,$$

откуда слѣдуетъ, на основаніи уравненія (17):

$$\varkappa = \varphi, \qquad \varkappa' = \varphi'. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (18)$$

2) Площади S_0 и S_1 стѣснены краями сосѣднихъ лопастей, благодаря весьма малой толщинѣ j зазора между направляющими и рабочими лопастями, почему для прохода струи остаются свободныя отверстія съ площадями k_0S_0 и k_1S_1; эти площади совпадаютъ одна съ другой, если

ширины смежныхъ кольцевыхъ отверстій колесъ одинаковы, т. е. если $b_0 = b_1$. Въ обратимыхъ тюрбинахъ этого рода условіе $b_0 = b_1$ слѣдуетъ признать наиболѣе естественнымъ въ виду перемѣннаго направленія струи изъ одного колеса въ другое, а потому въ этомъ случаѣ имѣемъ:

$$k_0 S_0 = k_1 S_1 \quad \text{или:} \quad \sigma_0 = \frac{S_1}{S_0} = \frac{k_0}{k_1},$$

причемъ σ_0 обыкновенно больше единицы, такъ какъ $k_0 > k_1$. Подставляя это значеніе σ_0 въ уравненія (17), находимъ:

$$\varkappa = \frac{\varphi}{\sigma_0} = \frac{\varphi k_1}{k_0}; \qquad \varkappa' = \frac{\varphi'}{\sigma_0} = \frac{\varphi' k_1}{k_0} \quad \ldots\ldots\ldots (19)$$

На основаніи уравненія (19) общія формулы (8) и (11) могутъ быть представлены для разсматриваемаго случая въ такомъ видѣ:

$$\text{а)} \quad \frac{v_1}{k_1} = \varphi \cdot \frac{v_0}{k_0}; \qquad \text{б)} \quad \frac{v_1'}{k_1} = \varphi' \cdot \frac{v_0'}{k_0} \quad \ldots (8 \text{ bis})$$

$$\text{а)} \quad \frac{n_1}{k_1} = \varphi \cdot \frac{n_0}{k_0}; \qquad \text{б)} \quad \frac{n_1'}{k_1} = \varphi' \cdot \frac{n_0'}{k_0} \quad \ldots (11 \text{ bis})$$

Только въ *совершенной обратимой тюрбинѣ*, характеризуемой условіемъ: $\varphi = \varphi' = 1$ [1]), въ которой, кромѣ того, $\sigma_0 = 1$, можно достигнуть, какъ видно изъ уравненій (17), соблюденія условія: $\varkappa = \varkappa' = 1$, а вмѣстѣ съ тѣмъ, на основаніи уравненій (9), геометрическихъ равенствъ:

$$\overline{v_0} = \overline{v_1} \qquad \text{и} \qquad \overline{v_0'} = \overline{v_1'},$$

т. е. возможно вполнѣ устранить первичный ударъ при проходѣ струи изъ одного колеса тюрбины въ другое. Вторичные же удары, происходящіе отъ внезапнаго расширенія и съуженія отдѣльныхъ струй, покидающихъ лопасти одного колеса и встрѣчающихъ лопасти другаго, во всякомъ случаѣ не устранимы и обусловливаютъ собою неизбѣжную потерю энергіи струи въ зазорѣ между обоими колесами. Эта потеря могла-бы быть вполнѣ устранена лишь при безконечно-малой толщинѣ лопастей совершенной обратимой тюрбины.

Въ точкѣ B_2 оси рабочаго канала насоса или двигателя пусть будутъ:

v_2 или v_2' — абсолютная скорость струи;

u_2 или u_2' — вращательная скорость точки B_2;

w_2 или w_2' — относительная скорость струи по отношенію къ рабочему колесу;

---

[1]) Этимъ свойствомъ обладаютъ реакціонныя (потенціальныя) тюрбины съ весьма слабою степенью реакціи (потенціальности), или такъ называемыя предѣльныя реакціонныя тюрбины.

α_2 — уголъ между скоростями u_2 и v_2 или u_2' и v_2';

β_2 — уголъ между скоростями u_2 и w_2 или u_2' и w_2', т. е. конструктивный уголъ между касательными къ кривымъ $b_2B_2b_2$ и B_1B_2 въ точкѣ B_2.

Очевидно, что означенныя выше скорости въ разсматриваемой точкѣ B_2 лежать въ одной плоскости и связаны слѣдующими геометрическими равенствами:

$$\left.\begin{array}{ll} \text{а) насосъ:} & \overline{v_2} = \overline{u_2} + \overline{w_2} \\ \text{б) двигатель:} & \overline{v_2'} = \overline{u_2'} + \overline{w_2'} \end{array}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots (20)$$

Если провести прямую B_2O, соединяющую точку B_2 съ точкою, въ которой ось тюрбины пересѣкаеть плоскость треугольника скоростей въ точкѣ B_2, и проектировать на эту прямую скорости v_2 и w_2 или, соотвѣтственно, v_2' и w_2', то получимъ въ каждомъ случаѣ общую проекцію:

$$\left.\begin{array}{ll} \text{а) насосъ:} & n_2 = v_2 \sin\alpha_2 = w_2 \sin\beta_2 \\ \text{б) двигатель:} & n'_2 = v'_2 \sin\alpha_2 = w'_2 \sin\beta_2 \end{array}\right\} ; \quad \ldots\ldots (21)$$

которая представляеть собою нормаяьную скорость прохожденія струею нижняго отверстія рабочаго колеса.

Свободная площадь S_2 этого отверстія, измѣренная нормально къ скорости n_2 или n_2', напишется:

$$S_2 = (2\pi r_2 - ze_2)\ b_2 \quad \ldots\ldots\ldots (22)$$

Здѣсь: r_2 — есть радіусъ окружности $b_2B_2b_2$;

z — число лопастей рабочаго колеса;

e_2 — толщина этихъ лопастей, измѣренная по окружности $b_2B_2b_2$;

b_2 — ширина кольцевиднаго нижняго отверстія рабочаго колеса, измѣренная нормально къ плоскости треугольника скоростей въ точкѣ B_2.

Площадь S_2 должна удовлетворять условію расхода воды черезъ рабочее колесо:

$$\left.\begin{array}{ll} \text{а) насосъ:} & q = \varphi Q = S_2 n_2 \\ \text{б) двигатель:} & q' = \varphi' Q' = S_2 n_2' \end{array}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots (23)$$

Замѣтимъ, что углы α_1 и β_1 опредѣляются конструкціею тюрбины, снабженной направляющимъ колесомъ, и, слѣдовательно, остаются постоянными, а потому и треугольники скоростей v_1, u_1, w_1 или v_1', u_1', w_1' въ точкѣ B_1 подобны при всѣхъ напорахъ H и отвѣчающихъ имъ наивыгоднѣйшихъ скоростяхъ вращенія тюрбины. Въ треугольникѣ же скоростей v_2, u_2, w_2 или v_2', u_2', w_2' въ точкѣ B_2 есть только одинъ конструк-

тивный, а потому постоянный уголъ β_2; однако не трудно убѣдиться, что уголъ α_2 также остается постояннымъ при разныхъ напорахъ и соотвѣтственныхъ наивыгоднѣйшихъ скоростяхъ вращенія тюрбины.

Въ самомъ дѣлѣ, для данной реакціонной тюрбины отношенія $\frac{u_2}{u_1}$ и $\frac{w_2}{w_1}$ постоянны, такъ какъ первое равно $\frac{r_2}{r_1}$, а второе $\frac{S_1 \sin \beta_1}{S_2 \sin \beta_2}$, что слѣдуетъ изъ равенства дѣйствительныхъ расходовъ q черезъ отверстія S_1 и S_2. Но, въ силу подобія треугольниковъ скоростей въ точкѣ B_1, $\frac{u_1}{w_1} = \text{const.}$, слѣдовательно и отношеніе $\frac{u_2}{w_2} = \text{const.}$, а такъ какъ конструктивный уголъ β_2 между скоростями u_2 и w_2 также постояненъ, то всѣ треугольники скоростей v_2, u_2, w_2, равно какъ и v_2', u_2', w_2' — подобны между собою, а потому и уголъ α_2 постояненъ для всѣхъ скоростей наивыгоднѣйшаго хода тюрбины какъ въ роли насоса, такъ и двигателя. Вообще можно сказать, что для опредѣленности треугольниковъ скоростей при входѣ и выходѣ струи изъ рабочаго колеса во время наивыгоднѣйшаго хода тюрбины необходимо, чтобы были опредѣлены конструкціею *три угла*, а именно: $\alpha_1, \beta_1, \beta_2$ (это обыкновенно имѣетъ мѣсто въ тюрбинахъ-двигателяхъ) или $\beta_1, \beta_2, \alpha_2$ (что встрѣчается въ центробѣжныхъ насосахъ безъ направляющихъ лопастей въ диффузерѣ, но съ радіальными неподвижными перегородками передъ нижнимъ отверстіемъ рабочаго колеса); четвертый уголъ опредѣлится условіемъ непрерывности струи, проходящей черезъ рабочее колесо реакціонной тюрбины. Это условіе не соблюдено въ тюрбинахъ, лишенныхъ направляющихъ лопастей какъ съ одной, такъ и съ другой стороны рабочаго колеса (таковы, напримѣръ, тюрбины-двигатели Cadiat, Combes, такъ называемая шотландская (Whitelaw) и большинство центробѣжныхъ насосовъ безъ направляющихъ лопастей); въ такихъ тюрбинахъ углы α_1 и α_2 не даны конструкціей, почему треугольники скоростей остаются неопредѣленными, и при наивыгоднѣйшей скорости вращенія гидравлическій ударъ, зависящій отъ внезапнаго измѣненія направленія абсолютной скорости струи въ отверстіи S_1 (у тюрбины-двигателя) или въ отверстіи S_2 (у центробѣжной помпы), почти всегда неизбѣженъ.

Остановимся теперь на разсмотрѣніи тюрбины-насоса съ опредѣленными треугольниками скоростей и постараемся вывести выраженіе момента внѣшнихъ силъ, дѣйствующихъ на струю воды внутри рабочаго колеса.

Мы послѣдуемъ по пути, указанному еще *Л.* Эйлеромъ (1754 г.), пользуясь для нашей цѣли теоремою моментовъ количествъ движенія, которая въ общемъ видѣ формулируется такъ:

«Если внѣшнія силы $R_1, R_2, R_3, \ldots R_n$ дѣйствуютъ въ продолженіе элементарнаго промежутка времени δt на систему матеріальныхъ массъ

$m_1, m_2, m_3, \ldots m_k$, то алгебраическая сумма моментовъ импульсовъ $R_1\delta t$, $R_2\delta t$, $R_3\delta t$, ... $R_n\delta t$, по отношенію къ какой либо оси OX, равна элементарному приращенію момента, относительно той же оси, количествъ движенія разсматриваемой матеріальной системы, происшедшему въ теченіе элемента времени δt, т. е.:

$$\text{Мом. } (R_1\delta t)_{OX} + \text{Мом. } (R_2\delta t)_{OX} + \ldots + \text{Мом. } (R_n\delta t)_{OX} =$$

$$= \sum_1^k \text{Мом. } (mv_{t+\delta t})_{OX} - \sum_1^k \text{Мом. } (mv_t)_{OX} \text{»} \quad . \quad . \quad . \quad (24)$$

Примемъ за матеріальную систему $\sum_1^k m$ массу воды, заполняющей въ моментъ t внутренность рабочаго колеса между отверстіями S_1 и S_2. Внѣшнія силы, дѣйствующія на эту массу, суть слѣдующія: 1) дѣйствія (нормальныя и касательныя) $A_1, A_2, A_3, \ldots A_n$ стѣнокъ каналовъ рабочаго колеса; 2) гидродинамическія давленія на отверстія S_1 и S_2 того же колеса; и 3) вѣсъ разсматриваемой массы воды. За ось моментовъ возьмемъ положительное направленіе OP оси вращенія тюрбины-насоса. Для полной тюрбины, всѣ каналы которой совершенно наполнены водой, моменты импульсовъ силъ второй и третьей категорій относительно оси OP, каково бы ни было ея положеніе въ пространствѣ, очевидно, равны нулю; слѣдовательно въ первой части уравненія (24) остается только сумма моментовъ импульсовъ дѣйствій стѣнокъ рабочихъ каналовъ:

$$\sum_1^n \text{Мом. } (A \,.\, \delta t)_{OP} = \delta t \,.\, \sum_1^n \text{Мом. } (A)_{OP} = \delta t \,.\, M_{int.},$$

гдѣ $M_{int.}$ есть моментъ дѣйствій на воду стѣнокъ рабочихъ каналовъ относительно оси OP. Секундная работа этихъ дѣйствій представляетъ собою внутренюю мощность $P_{int.}$ тюрбины-насоса. Поэтому, называя угловую скорость вращенія тюрбины черезъ ω и основываясь на уравненіи (5а), имѣемъ:

$$P_{int.} = M_{int.}\,\omega = \frac{\Delta \varphi Q H}{\eta_{ih}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (25)$$

Съ другой стороны, нетрудно видѣть, что въ теченіе промежутка времени δt количество движенія разсматриваемой массы воды $\sum_1^k m$, которая нѣсколько передвигается въ это время отъ S_2 къ S_1, измѣняется вслѣдствіе того, что возрастаетъ на $\frac{\Delta \varphi Q \,.\, \delta t}{g} \,.\, v_1$ близь отвертія S_1 и убываетъ на $\frac{\Delta \varphi Q \,.\, \delta t}{g} \,.\, v_2$ возлѣ отверстія S_2, оставаясь на остальномъ протяженіи рабочихъ каналовъ постояннымъ; поэтому общее приращеніе момента количествъ движенія массы $\sum_1^k m$ въ элементъ времени δt выра-

зится разностью:

$$\frac{\Delta\varphi Q\,.\,\partial t}{g}\,(v_1 r_1 \cos\alpha_1 - v_2 r_2 \cos\alpha_2),$$

въ которой $r_1 \cos\alpha_1$ и $r_2 \cos\alpha_2$ представляютъ плечи моментовъ пріобрѣтеннаго и потеряннаго количествъ движенія.

Такимъ образомъ, уравненіе (24) получаетъ видъ:

$$M_{int.}\,.\,\partial t = \frac{\Delta\varphi Q}{g}\,.\,\partial t\,(v_1 r_1 \cos\alpha_1 - v_2 r_2 \cos\alpha_2). \quad . \quad . \quad (26a)$$

Сокращая это уравненіе на ∂t и помножая на ω, получаемъ, на основаніи уравненія (25):

$$P_{int.} = M_{int.}\,.\,\omega = \frac{\Delta\varphi Q}{g}\,(v_1 u_1 \cos\alpha_1 - v_2 u_2 \cos\alpha_2), \quad . \quad . \quad (27a)$$

такъ какъ:

$$r_1\omega = u_1 \quad \text{и} \quad r_2\omega = u_2.$$

Далѣе получаемъ:

$$\frac{\Delta\varphi Q H}{\eta_h} = \frac{\Delta\varphi Q}{g}\,(v_1 u_1 \cos\alpha_1 - v_2 u_2 \cos\alpha_2)$$

и, наконецъ, на основаніи формулъ (3):

$$X = \frac{H}{\eta_h} = \frac{v_1 u_1 \cos\alpha_1 - v_2 u_2 \cos\alpha_2}{g}\,\frac{\text{кгр.} \times \text{мет.}}{\text{кгр.}} \quad . \quad . \quad (28a)$$

Если таже тюрбина работаетъ, какъ двигатель, причемъ вращается въ обратную сторону и пропускаетъ черезъ себя струю также въ противоположномъ направленіи по сравненію съ насосомъ (сравн. фиг. 3 и 4), то приращеніе момента количествъ движенія массы воды $\sum\limits_1^k m$, занимающей въ моментъ t рабочее колесо и передвигающейся въ теченіе времени ∂t отъ S_1 къ S_2, относительно положительной оси вращенія OM двигателя (направленіе OM противоположно направленію OP), очевидно, выразится такъ:

$$\frac{\Delta\varphi' Q'\,.\,\partial t}{g}\,(v'_2 r_2 \cos\alpha_2 - v'_1 r_1 \cos\alpha_1).$$

Поэтому моментъ дѣйствій стѣнокъ рабочихъ каналовъ на массу воды $\sum\limits_1^k m$ относительно оси OM напишется:

$$\sum_1^n \text{Мом.}\,(A')_{OM} = \frac{\Delta\varphi' Q'}{g}\,(v'_2 r_2 \cos\alpha_2 - v'_1 r_1 \cos\alpha_1).$$

Но въ тюрбинахъ-двигателяхъ важно знать не дѣйствія $A'_1, A'_2, \ldots A'_n$ стѣнокъ рабочихъ каналовъ на заключенную въ нихъ массу воды $\sum\limits_1^k m$,

а силы равныя и прямо-противоположныя имъ, т. е. противодѣйствія или реакціи R'_1, R'_2, ... R'_n массы $\sum_1^k m$ на стѣнки рабочихъ каналовъ, такъ какъ эти реакціи вращаютъ рабочее колесо, и ихъ моментъ по отношенію къ оси *OM* равенъ, но противоположенъ по знаку съ моментомъ силъ A_1', A_2', ... A'_n относительно той-же оси. Такимъ образомъ, вращающій тюрбину-двигатель моментъ реакцій воды выразится:

$$M'_{int.} = \sum_1^n \text{Мом.}\ (R')_{OM} = \frac{\Delta\varphi' Q'}{g}\ (v'_1 r_1 \cos\alpha_1 - v_2' r_2 \cos\alpha_2)\ . \ (26б)$$

Помножая этотъ моментъ на угловую скорость ω' вращенія рабочаго колеса, получаемъ внутреннюю мощность тюрбины-двигателя:

$$P'_{int.} = M'_{int.} \,.\, \omega' = \frac{\Delta\varphi' Q'}{g}\ (v'_1 u'_1 \cos\alpha_1 - v'_2 u'_2 \cos\alpha_2)\ . \quad . \ (27б)$$

такъ какъ $r_1 \omega' = u_1'$ и $r_2 \omega' = u_2'$.

Сравнивая это выраженіе для $P'_{int.}$ съ формулами (5б), получаемъ:

$$\eta_k' \,.\, \Delta\varphi' Q' H = \frac{\Delta\varphi' Q'}{g}\ (v'_1 u'_1 \cos\alpha_1 - v'_2 u'_2 \cos\alpha_2)$$

и, наконецъ, на основаніи формулы (3б):

$$X' = \eta'_k \,.\, H = \frac{v'_1 u'_1 \cos\alpha_1 - v'_2 u'_2 \cos\alpha_2}{g}\ \frac{\text{кгр.} \times \text{мет.}}{\text{кгр.}}\ . \quad . \ (28б)$$

Выраженія (28) для X и X' представляютъ собою основныя формулы теоріи тюрбинъ, ибо онѣ опредѣляютъ гидравлическое полезное дѣйствіе всей тюрбинной установки въ функціи напора и кинематическихъ элементовъ тюрбины. Какъ видно изъ сравненія формулъ (28), выраженіе для X' получается изъ выраженія для X по правилу обратнаго хода подъемной машины.

§ 6. Изслѣдованіе возможныхъ формъ рабочихъ лопастей. Дѣля двѣ первыя части выраженій (28б) и (28а) одну на другую, находимъ:

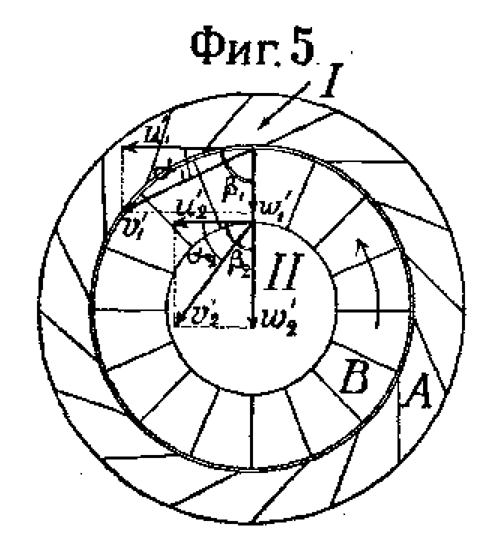
$$\frac{X'}{X} = \eta_k \,.\, \eta'_k < 1\ . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \ (29)$$

Такимъ образомъ, при одномъ и томъ же напорѣ H механическая энергія, извлекаемая въ рабочемъ колесѣ тюрбины-двигателя изъ каждаго килограмма проходящей черезъ него воды, всегда меньше механической энергіи, сообщаемой тому-же килограмму воды, проходящей черезъ рабочее колесо тюрбины-насоса. Для того, чтобы тюрбина могла работать, какъ насосъ или какъ двигатель, необходимо, чтобы величины X и X' были положительны, иными словами нужно такъ выбрать конструктивные элементы тюрбины, а именно углы α_1, β_1, β_2 или β_1, β_2, α_2,

радіусы r_1 и r_2 и площади S_1 и S_2 отверстій рабочаго колеса, чтобы были удовлетворены неравенства:

$$\left.\begin{array}{ll} \text{а) насосъ:} & v_1 u_1 \cos\alpha_1 - v_2 u_2 \cos\alpha_2 > 0; \\ \text{б) двигатель:} & v_1' u_1' \cos\alpha_1 - v_2' u_2' \cos\alpha_2 > 0; \\ \text{или, что тоже:} & \\ \text{а) насосъ:} & \frac{v_1 \cos\alpha_1}{v_2 \cos\alpha_2} > \frac{u_2}{u_1}, \text{ т. е.: } \frac{v_1 \cos\alpha_1}{v_2 \cos\alpha_2} > \frac{r_2}{r_1} \\ \text{б) двигатель:} & \frac{v_1' \cos\alpha_1}{v_2' \cos\alpha_2} > \frac{u_2'}{u_1'}, \text{ т. е.: } \frac{v_1' \cos\alpha_1}{v_2' \cos\alpha_2} > \frac{r_2}{r_1} \end{array}\right\} \quad \ldots\ldots (30)$$

Разъ одно изъ двухъ условій (30) соблюдено для какой нибудь скорости наивыгоднѣйшаго хода тюрбины, то оба условія (30) будутъ удовлетворяться при всякихъ другихъ напорахъ и наивыгоднѣйшихъ скоростяхъ этой тюрбины, будетъ-ли она работать, какъ двигатель или какъ насосъ. Это слѣдуетъ изъ подобія треугольниковъ скоростей тюрбины при разныхъ напорахъ и наивыгоднѣйшемъ ходѣ, почему X и X' для одной и той же тюрбины имѣютъ всегда одинъ и тотъ же знакъ. Такъ, если-бы мы хотѣли рѣшить вопросъ, можетъ-ли работать безударно *радіальная* тюрбина-двигатель (фиг. 5) съ плоскими, направленными по радіусамъ, рабочими лопастями, въ которой наружное отверстіе S_1 обращено въ сторону верхняго резервуара I, а внутреннее S_2 — въ сторону нижняго, то для этого случая по чертежу 5-ому находимъ:



$$v_1' \cos\alpha_1 = u_1',$$
$$v_2' \cos\alpha_2 = u_2'.$$

Слѣдовательно неравенство (30б) получаетъ видъ:

$$\frac{u_1'}{u_2'} > \frac{u_2'}{u_1'}, \text{ т. е. } u_1' > u_2'$$

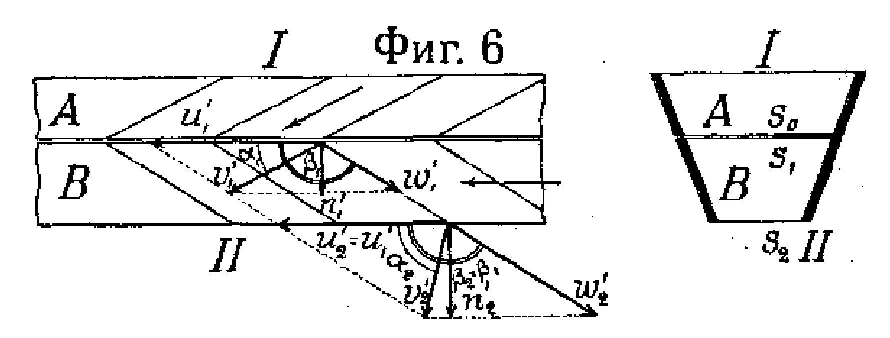
или: $\quad r_1 > r_2,$

что именно и имѣетъ мѣсто на нашемъ чертежѣ.

Поэтому заключаемъ, что тюрбина съ прямыми радіальными лопастями, при любомъ отношеніи площадей S_1 и S_2 (т. е. съ плоскими или коническими боковыми гранями) и радіусовъ r_1 и r_2, можетъ работать

какъ центростремительная тюрбина-двигатель или, въ противоположномъ направленіи, какъ центробѣжная тюрбина-насосъ (напр. первоначальныя центробѣжныя помпы съ прямыми лопастями).

При обратномъ же расположеніи отверстій рабочаго колеса, а именно наружнаго S_2 со стороны нижняго резервуара и внутренняго S_1 со стороны верхняго, тюрбина не можетъ работать ни какъ двигатель, ни какъ насосъ, ибо въ этомъ случаѣ получается $r_1 < r_2$, что противорѣчитъ выведенному выше условію, связанному съ положительностью X и X'. Съ другой стороны, еслибы нужно было опредѣлить условіе безударной работы *осевой* тюрбины-двигателя съ прямыми рабочими лопастями (фиг. 6),



у которой $r_1 = r_2$ и, слѣдовательно, $u_1' = u_2'$ и $\beta_1 = \beta_2 > 90°$, то изъ чертежа 6-го имѣли-бы:

$$v_1' \cos \alpha_1 = u_1' + w_1' \cos \beta_1,$$
$$v_2' \cos \alpha_2 = u_1' + w_2' \cos \beta_1.$$

Поэтому условіе (30) напишется:

$$\frac{u_1' + w_1' \cos \beta_1}{u_1' + w_2' \cos \beta_1} > 1,$$

откуда, замѣчая, что въ данномъ случаѣ $\cos \beta_1$ отрицателенъ, а $\sin \beta_1$ положителенъ, находимъ:

$$w_1' < w_2' \qquad \text{или:} \qquad w_1' \sin \beta_1 < w_2' \sin \beta_1,$$

то есть:

$$n_1' < n_2'.$$

Но такъ какъ:

$$S_1 n_1' = S_2 n_2' = q',$$

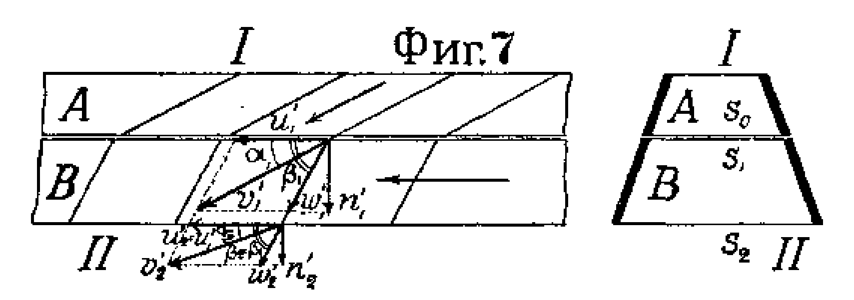
то это условіе равносильно слѣдующему:

$$S_1 > S_2.$$

Такимъ образомъ, осевая тюрбина съ плоскими рабочими лопастями, поставленными подъ угломъ $\beta_1 > 90°$, можетъ безударно работать, какъ двигатель (фиг. 6) или, въ обратномъ направленіи, какъ насосъ (реак-

ціонные), лишь въ томъ случаѣ, если площадь S_1 верхняго отверстія рабочаго колеса больше площади S_2 нижняго.

Подобнымъ же образомъ, изъ разсмотрѣнія чертежа 7-го, представляющаго осевую тюрбину-двигатель съ плоскими лопастями, образую-



щими съ направленіемъ вращательной скорости колеса углы $\beta_1 = \beta_2 < 90°$, легко вывести, что условіе безударной работы такой тюрбины есть:

$$S_1 < S_2,$$

какъ изображено на чертежѣ 7. Впрочемъ, гидравлическое полезное дѣйствіе этой послѣдней тюрбины-двигателя (акціонной) было-бы весьма мало, и потому практическое осуществленіе ея не представляетъ интереса [1]).

Общее выраженіе условія, связывающаго конструктивные элементы любой тюрбины для того, чтобы одно изъ неравенствъ (30) было соблюдено, а, слѣдовательно, тюрбина могла безударно работать, какъ двигатель или какъ насосъ, можетъ быть выведено слѣдующимъ образомъ.

Назовемъ отношенія:

$$\frac{r_1}{r_2} = \rho, \quad \frac{S_1}{S_2} = \sigma,$$

и примемъ за конструктивные элементы тюрбины величины: α_1, β_1, β_2, ρ и σ.

Для исключенія четвертаго угла α_2 напишемъ неравенство (30*a*) въ такомъ видѣ (основываясь на черт. 3 и 4):

$$\frac{v_1 \cos \alpha_1}{u_2 + w_2 \cos \beta_2} > \frac{1}{\rho} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (30a, \text{bis})$$

Выразимъ теперь всѣ входящія здѣсь скорости черезъ одну скорость, за которую удобнѣе всего принять нормальную скорость n_1. Изъ черте-

---

[1]) Намъ неизвѣстно, были-ли раньше указаны эти условія безударной работы осевыхъ тюрбинъ съ плоскими рабочими лопастями. Такія тюрбины обыкновенно разсматривались, какъ ударныя. Первая осевая реакціонная тюрбина съ плоскими лопастями по типу черт. 6-го, работающая безударно, съ нормальнымъ выходомъ воды изъ нижняго отверстія рабочаго колеса, строится въ настоящее время для Гидравлической Лабораторіи Института Инженеровъ Путей Сообщенія.

жей 3 и 4 имѣемъ: $v_1 \cos\alpha_1 = n_1 . cotg\,\alpha_1$;

$$u_1 = n_1 (cotg\,\alpha_1 - cotg\,\beta_1); \quad u_2 = \frac{u_1}{\rho} = \frac{n_1}{\rho}(cotg\,\alpha_1 - cotg\,\beta_1);$$

$$w_2 \cos\beta_2 = n_2\, cotg\,\beta_2 = \sigma . n_1\, cotg\,\beta_2 \left(\text{такъ какъ } \frac{n_2}{n_1} = \frac{S_1}{S_2} = \sigma\right).$$

Подставляя эти выраженія въ неравенство (30*a*, bis) и сокращая на n_1, получаемъ:

$$\frac{cotg\,\alpha_1}{\frac{cotg\,\alpha_1 - cotg\,\beta_1}{\rho} + \sigma . cotg\,\beta_2} > \frac{1}{\rho},$$

или окончательно:

$$cotg\,\alpha_1 - cotg\,\beta_1 < \rho\sigma\left(\frac{\rho}{\sigma} cotg\,\alpha_1 - cotg\,\beta_2\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (31)$$

Ниже будетъ выведено общее уравненіе, связывающее элементы α_1, α_2, β_1, β_2, ρ и σ любой тюрбины, черезъ которую проходитъ, безъ удара, сплошная струя воды, независимо отъ того, производитъ ли или поглощаетъ при этомъ тюрбина работу, или же нѣтъ (т. е. независимо отъ знаковъ у X и X'). Это уравненіе слѣдующее:

$$cotg\,\alpha_1 - cotg\,\beta_1 = \rho\sigma\,(cotg\,\alpha_2 - cotg\,\beta_2) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (50)$$

На основаніи этого уравненія, неравенство (31) можетъ быть представлено въ такомъ видѣ:

$$cotg\,\alpha_2 < \frac{\rho}{\sigma} cotg\,\alpha_1 . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (32)$$

Еслибы тюрбина была радіальная и имѣла прямыя рабочія лопасти, то, какъ нетрудно убѣдиться, углы β_1 и β_2 были бы связаны еще уравненіемъ:

$$\frac{\cos\beta_2}{\cos\beta_1} = \frac{r_1}{r_2} = \rho . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (33)$$

Изъ приведенныхъ выше примѣровъ видно, насколько важно изслѣдованіе неравенствъ (30) для уясненія возможныхъ формъ лопастей рабочаго колеса тюрбины. Между тѣмъ, въ сочиненіяхъ по теоріи тюрбинъ на неравенства (30) мало обращается вниманія, отчего возникаютъ иногда разногласія въ вопросахъ о пріемлемости или непріемлемости новыхъ профилей рабочихъ каналовъ (какъ напр. сомнѣніе, выражаемое профессоромъ Rateau *) въ пригодности обращеннаго выпуклостью къ струѣ профиля лопастей для быстро движущагося рабочаго колеса реакціонной тюрбины-двигателя, предложеннаго вполнѣ основательно проф. R. Escher'омъ, такъ какъ этотъ профиль давно уже принятъ для быстро-движущихся въ обратномъ направленіи реакціонныхъ тюрбинъ-насосовъ).

Если тюрбина построена такъ, что $\alpha_2 = 90°$, т. е. что скорость v_2 или v_2' нормальна къ нижнему отверстію S_2 рабочаго колеса (что обыкно-

*) Revue de Mécanique, 1900, стр. 43.

венно дѣлвется ради увеличенія гидравлическаго полезнаго дѣйствія тюрбины), то условіе (30) переходитъ въ слѣдующее:

$$v_1 u_1 \cos \alpha_1 > 0 \quad \text{или} \quad \alpha_1 < 90°.$$

Если же, напротивъ, конструкція тюрбины такова, что $\alpha_1 = 90°$, какъ это принимается въ тюрбинахъ-двигателяхъ безъ направляющаго колеса (напр. Cadiat, Whitelaw и др.), то условіе (30) получаетъ видъ:

$$v_2 u_2 \cos \alpha_2 < 0 \quad \text{или} \quad \alpha_2 > 90°.$$

Этотъ случай неблагопріятенъ для хорошаго полезнаго дѣйствія, ибо при немъ въ тюрбинахъ-двигателяхъ напрасно увеличивается скорость v_2' и связанная съ этимъ потеря энергіи струи, а въ тюрбинахъ-насосахъ онъ обусловливаетъ ударъ струи, выходящей съ нормальною къ отверстію S_1 скоростью v_1, о стѣнки кожуха, обнимающаго рабочее колесо.

§ 7. Активный, пассивный и нейтральный профили рабочихъ лопастей. Если, какъ это принято большинствомъ авторовъ, будемъ обозначать одинаковыми символами съ одной стороны скорости: струи V_1. тюрбины U_1 и уголъ между ними A_1, относящіеся къ *входному* отверстію рабочаго колеса тюрбины-насоса или тюрбины-двигателя, а съ другой стороны скорости: струи V_2, тюрбины U_2 и уголъ между ними A_2, относящіеся къ *выходному* отверстію изъ того же рабочаго колеса, то неравенства $X > 0$ и $X' > 0$ напишутся:

$$\left.\begin{array}{ll} \text{а) насосъ:} & V_1 U_1 \cos A_1 - V_2 U_2 \cos A_2 < 0 \\ \text{б) двигатель:} & V_1 U_1 \cos A_1 - V_2 U_2 \cos A_2 > 0 \end{array}\right\} \quad \ldots\ldots \quad (34)$$

Итакъ, если при наивыгоднѣйшемъ ходѣ данной тюрбины величины V_1, U_1, A_1, V_2, U_2, A_2 удовлетворяютъ первому изъ неравенстсъ (34), то мы имѣемъ дѣло съ *тюрбиною-насосомъ*, рабочіе каналы которой, по номенклатурѣ проф. Германна, обладаютъ *активнымъ* профилемъ; если же, при томъ же направленіи движенія воды черезъ тюрбину и при томъ же направленіи вращенія колеса, величины V_1, U_1, A_1, V_2, U_2, A_2 удовлетворяютъ второму изъ неравенствъ (34), то разсматриваемая тюрбина представляетъ собою *тюрбину-двигатель*, рабочіе каналы которой имѣютъ, по проф. Германну, *пассивный* профиль (проф. Брауеръ, наоборотъ, называетъ активными тюрбины-двигатели и пассивными—тюрбины-насосы).

Наконецъ, если неравенства (34) обращаются въ нуль, то профиль рабочаго канала дѣлается *нейтральнымъ* и не можетъ служить ни для насоса, ни для двигателя.

Такимъ образомъ, для даннаго направленія скорости струи, входящей въ тюрбину, и для соотвѣтственнаго этой скорости направленія вращенія колеса, опредѣляющаго безударное вступленіе воды въ колесо, профиль каналовъ рабочаго колеса можетъ быть активнымъ (въ тюрбинѣ-насосѣ) или пассивнымъ (въ тюрбинѣ-двигателѣ), смотря по тому, удовлетворяется

ли первое или второе изъ условій (34). Легко видѣть изъ тѣхъ же неравенствъ, что если для одного какого-либо направленія скоростей V и U профиль каналовъ данной тюрбины является активнымъ, то для прямо-противоположныхъ направленій V и U онъ будетъ пассивнымъ, и наоборотъ. Неравенства (34) могутъ быть приведены къ виду, аналогичному съ неравенствами (31) и (32), на чемъ, однако, останавливаться не будемъ.

§ 8. Условія обратимости тюрбинъ. Разсмотрѣнное нами условіе (30) возможности дѣйствія тюрбины, какъ гидравлической машины, является, однако, недостаточнымъ для того, чтобы тюрбина могла работать и какъ двигатель, и какъ насосъ, т. е. чтобы она была *обратимою*. Каждый обратимый процессъ долженъ быть непрерывнымъ, почему и обратимость тюрбины требуетъ наличности условій, связанныхъ съ непрерывностью проходящей черезъ нея струи, а именно: 1) тюрбина должна быть помѣщена подъ уровнемъ нижняго резервуара или во всасывающей трубѣ, совершенно заполненной водой; 2) всѣ каналы тюрбины должны быть сплошь наполнены водою, во избѣжаніе образованія пустотъ, нарушающихъ непрерывность потока и мѣшающихъ всасыванію. Такимъ образомъ, обратимая тюрбина должна быть съ внутреннимъ гидродинамическимъ давленіемъ въ рабочемъ колесѣ, бо́льшимъ наружнаго, или, какъ обыкновенно говорятъ, *реакціонная* (turbine à réaction, Ueberdruckturbine); мы же будемъ называть такія реакціонныя тюрбины *потенціальными* — по причинамъ, объясненнымъ ниже, а главное во избѣжаніе недоразумѣній съ терминомъ «реакціонный», такъ какъ всѣ вообще тюрбины-двигатели дѣйствуютъ въ силу реакціи струи, а не только однѣ тюрбины съ внутреннимъ гидродинамическимъ давленіемъ. По тѣмъ же основаніямъ такъ называемыя акціонныя тюрбины (turbines à libre déviation, Druckturbinen) будемъ называть *кинетическими*. Условіе потенціальности (реакціонности) тюрбины выражается неравенствомъ:

$$\varepsilon > 0, \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (35)$$

гдѣ ε есть такъ называемый *коэффиціентъ потенціальности (реакціи)* тюрбины, точное опредѣленіе и выраженіе для котораго, въ функціи конструктивныхъ элементовъ тюрбины, будутъ даны ниже.

Формулы (28), дающія величины X и X' въ зависимости отъ скоростей, могутъ быть преобразованы слѣдующимъ образомъ. Изъ треугольниковъ скоростей (фиг. 3 и 4) получаемъ:

$$\left.\begin{array}{ll} \text{а) насосъ:} & w_1^2 = v_1^2 + u_1^2 - 2v_1u_1 \cos\alpha_1 \\ & w_2^2 = v_2^2 + u_2^2 - 2v_2u_2 \cos\alpha_2; \\ \text{б) двигатель:} & w_1'^2 = v_1'^2 + u_1'^2 - 2v_1'u_1' \cos\alpha_1 \\ & w_2'^2 = v_2'^2 + u_2'^2 - 2v_2'u_2' \cos\alpha_2. \end{array}\right\} \quad \ldots \ldots \quad (36)$$

Вычитая почленно уравненія (36*а*) и (36*б*) одно изъ другаго, получаемъ:

а) насосъ:

$$v_1 u_1 \cos\alpha_1 - v_2 u_2 \cos\alpha_2 = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} - \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}$$

б) двигатель:

$$v_1' u_1' \cos\alpha_1 - v_2' u_2' \cos\alpha_2 = \frac{v_1'^2 - v_2'^2}{2} + \frac{u_1'^2 - u_2'^2}{2} - \frac{w_1'^2 - w_2'^2}{2} \quad \ldots (37)$$

Такимъ образомъ, выраженія (28) получаютъ видъ:

$$\text{а)} \quad X = \frac{H}{\eta_k} = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} - \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}$$

$$\text{б)} \quad X' = \eta_k' H = \frac{v_1'^2 - v_2'^2}{2g} + \frac{u_1'^2 - u_2'^2}{2g} - \frac{w_1'^2 - w_2'^2}{2g} \quad \ldots (38)$$

Сравненіе состояній механической энергіи одного килограмма воды въ верхнемъ и нижнемъ отверстіяхъ рабочаго колеса тюрбины даетъ намъ слѣдующія уравненія (Д. Бернулли):

а) насосъ:

$$\frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\Delta} + z_2 + X = \frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\Delta} + z_1 + y_f^m$$

б) двигатель:

$$\frac{v_2'^2}{2g} + \frac{p_2'}{\Delta} + z_2 + X' + y_f^{m'} = \frac{v_1'^2}{2g} + \frac{p_1'}{\Delta} + z_1 \quad \ldots (39)$$

Здѣсь: z_1 и z_2 — суть высоты центровъ верхняго и нижняго отверстій рабочаго колеса надъ нѣкоторымъ постояннымъ уровнемъ (напр. моря);

p_1 или p_1', p_2 или p_2' — гидродинамическія давленія въ тѣхъ же отверстіяхъ для насоса или для двигателя;

y_f^m или $y_f^{m'}$ — механическая энергія одного килограмма воды, безполезно потерянная, т. е. обращенная въ теплоту, внутри рабочаго колеса насоса или двигателя.

Изъ уравненій (39) получается третья форма выраженій для X и X', а именно:

а) насосъ:

$$X = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} + \frac{p_1 - p_2}{\Delta} + z_1 - z_2 + y_f^m$$

а) двигатель:

$$X' = \frac{v_1'^2 - v_2'^2}{2g} + \frac{p_1' - p_2'}{\Delta} + z_1 - z_2 - y_f^{m'} \quad \ldots (40)$$

Сравнивая выраженія (38) и (40) для X и X', получаемъ уравненія:

а) насосъ:

$$\frac{p_1 - p_2}{\Delta} + z_1 - z_2 + y_f^m = \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} - \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}$$

б) двигатель:

$$\frac{p_1' - p_2'}{\Delta} + z_1 - z_2 - y_f^{m'} = \frac{u_1'^2 - u_2'^2}{2g} - \frac{w_1'^2 - w_2'^2}{2g}, \quad . \quad . \quad (41)$$

служащія для вычисленія разности піэзометрическихъ высотъ

$$\frac{p_1 - p_2}{\Delta} \quad \text{или} \quad \frac{p_1' - p_2'}{\Delta},$$

имѣющихъ мѣсто въ верхнемъ и нижнемъ отверстіяхъ рабочаго колеса данной тюрбины-насоса или тюрбины-двигателя, если извѣстны скорости u и w наивыгоднѣйшаго хода машины и величины вредныхъ потерь y_f^m или $y_f^{m'}$, выражаемыя обыкновенно въ функціяхъ скоростей w. Уравненія (40) служатъ основаніемъ для опредѣленія коэффиціента потенціальности или реакціи тюрбины.

Первый членъ второй части уравненія (40):

$$\frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} \quad \text{или} \quad \frac{v_1'^2 - v_2'^2}{2g}$$

представляетъ измѣненіе кинетической энергіи одного килограмма воды въ рабочемъ колесѣ, а именно: накопленіе этой энергіи для насоса и расходъ—для двигателя.

Два слѣдующихъ члена тѣхъ же уравненій:

$$\frac{p_1 - p_2}{\Delta} + z_1 - z_2 \quad \text{или} \quad \frac{p_1' - p_2'}{\Delta} + z_1 - z_2$$

даютъ аналогичное измѣненіе потенціальной энергіи одного килограмма воды въ рабочемъ колесѣ, а третій членъ:

$$+ y_f^m \quad \text{или} \quad - y_f^{m'}$$

есть механическая энергія одного килограмма воды, превращенная въ рабочемъ колесѣ во внутреннюю энергію (теплоту) и потому потерянная для механической работы. Величины $z_1 - z_2$, y_f^m и $y_f^{m'}$ обыкновенно весьма невелики по отношенію къ X и X'. Слѣдуя проф. Herrmann'у, назовемъ слѣдующимъ образомъ составныя части величинъ X и X', выраженныя въ линейныхъ величинахъ (метры):

$$\frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} \quad \text{или} \quad \frac{v_1'^2 - v_2'^2}{2g}$$

—*акціонный напоръ* *) или, точнѣе,—*кинетическій напоръ*, преодолѣваемый въ рабочемъ колесѣ насоса или дѣйствующій въ рабочемъ колесѣ двигателя;

$$\frac{p_1 - p_2}{\Delta} + z_1 - z_2 + y_f^{m} \quad \text{или} \quad \frac{p_1' - p_2'}{\Delta} + z_1 - z_2 - y_f^{m'}$$

—*реакціонный напоръ* **), или, точнѣе—*потенціальный напоръ*, преодолѣваемый въ рабочемъ колесѣ насоса или дѣйствующій въ рабочемъ колесѣ двигателя;

$$X = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} + \frac{p_1 - p_2}{\Delta} + z_1 - z_2 + y_f^{m}$$

или:

$$X' = \frac{v_1'^2 - v_2'^2}{2g} + \frac{p_1' - p_2'}{\Delta} + z_1 - z_2 - y_f^{m'}$$

—*полный гидравлическій напоръ*, преодолѣваемый или дѣйствующій въ рабочемъ колесѣ тюрбины-насоса или тюрбины-двигателя.

При такихъ обозначеніяхъ *коэффиціентъ потенціальности (реакціи)* ε или ε' тюрбины опредѣляется, какъ отношеніе потенціальнаго или реакціоннаго напора къ полному гидравлическому напору, преодолѣваемому или дѣйствующему въ рабочемъ колесѣ тюрбины, т. е. на основаніи формулъ (38) и (41):

а) насосъ:

$$\varepsilon = \frac{\dfrac{p_1 - p_2}{\Delta} + z_1 - z_2 + y_f^{m}}{\dfrac{v_1^2 - v_2^2}{2g} + \dfrac{p_1 - p_2}{\Delta} + z_1 - z_2 + y_f^{m}} = \frac{(u_1^2 - u_2^2) - (w_1^2 - w_2^2)}{(v_1^2 - v_2^2) + (u_1^2 - u_2^2) - (w_1^2 - w_2^2)}$$

б) двигатель:

$$\varepsilon' = \frac{\dfrac{p_1' - p_2'}{\Delta} + z_1 - z_2 - y_f^{m'}}{\dfrac{v_1'^2 - v_2'^2}{2g} + \dfrac{p_1' - p_2'}{\Delta} + z_1 - z_2 - y_f^{m'}} = \frac{(u_1'^2 - u_2'^2) - (w_1'^2 - w_2'^2)}{(v_1'^2 - v_2'^2) + (u_1'^2 - u_2'^2) - (w_1'^2 - w_2'^2)} \quad \ldots \quad (42)$$

Легко видѣть, что выраженія (42а) и (42б) тождественны между собою, благодаря подобію треугольниковъ скоростей въ одной и той же тюрбинѣ, работающей при наивыгоднѣйшемъ числѣ оборотовъ въ минуту, какъ насосъ или какъ двигатель. Поэтому имѣемъ:

$$\varepsilon = \varepsilon' \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (43)$$

*) Actions-Gefälle.

**) Reactions Gefälle.

Мы увидимъ ниже, что коэффиціентъ потенціальности ε тюрбины не зависитъ ни отъ абсолютнаго напора H, ни отъ коэффиціента гидравлическаго полезнаго дѣйствія, но является функціей исключительно однихъ конструктивныхъ элементовъ тюрбины.

Изъ опредѣленія коэффиціента потенціальности ε слѣдуетъ, что величина потенціальнаго или реакціоннаго напора, преодолѣваемаго въ рабочемъ колесѣ насоса или дѣйствующаго въ рабочемъ колесѣ двигателя, выражается такъ:

а) насосъ:

$$\text{потенціальный напоръ} = \varepsilon X = \frac{\varepsilon H}{\eta_h}$$

б) двигатель:

$$\text{потенціальный напоръ} = \varepsilon X' = \varepsilon \eta_h' H \qquad (44)$$

Величина же кинетическаго или акціоннаго напора въ рабочемъ колесѣ напишется:

а) насосъ:

$$\text{кинетическій напоръ} = (1 - \varepsilon)\, X = \frac{(1 - \varepsilon)\, H}{\eta_h}$$

б) двигатель:

$$\text{кинетическій напоръ} = (1 - \varepsilon)\, X' = (1 - \varepsilon)\, \eta_h' H \qquad (45)$$

Такъ какъ находящійся въ выраженіяхъ (42) трехчленъ:

$$z_1 - z_2 + y_f^m \text{ или } z_1 - z_2 - y_f^{m'}$$

обыкновенно очень малъ, то условіе $\varepsilon > 0$, характеризующее потенціальную тюрбину, почти вполнѣ равносильно слѣдующему:

$$\frac{p_1 - p_2}{\Delta} > 0 \text{ или } \frac{p_1' - p_2'}{\Delta} > 0 \; . \qquad (46)$$

Это значитъ, что въ потенціальной тюрбинѣ гидродинамическое давленіе струи внутри каналовъ рабочаго колеса возрастаетъ, начиная отъ нижняго отверстія S_2 по направленію къ верхнему S_1. Но такъ какъ нижнее отверстіе находится въ непосредственномъ сообщеніи съ нижнимъ резервуаромъ или съ всасывающей трубой, совершенно заполненной водою, то изъ этого слѣдуетъ, что рабочіе каналы потенціальной тюрбины также сплошь заполнены водою, и что, слѣдовательно, струя, проходящая черезъ потенціальную тюрбину, непрерывна.

§ 9. Выраженія для скоростей струи и тюрбины. Мы установили два слѣдующихъ необходимыхъ условія для того, чтобы данная тюрбина могла работать, какъ насосъ и какъ двигатель, т. е. чтобы она была обратима:

1. Тюрбина должна быть снабжена направляющимъ колесомъ, предпочтительно верхнимъ (ибо у верхняго отверстія рабочаго колеса абсолютная скорость струи больше, чѣмъ у нижняго), съ неподвижными лопастями, имѣющими цѣлью придать струѣ требуемое направленіе и опредѣлить углы треугольниковъ скоростей при входѣ и при выходѣ воды изъ рабочаго колеса. Эти углы, а также площади S_1 и S_2 верхняго и нижняго отверстій рабочаго колеса и радіусы r_1 и r_2 круговъ, проходящихъ черезъ средины этихъ отверстій, должны быть выбраны такъ, чтобы при наивыгоднѣйшемъ ходѣ тюрбины соблюдено было неравенство:

$$X > 0 \text{ или } v_1 u_1 \cos\alpha_1 - v_2 u_2 \cos\alpha_2 > 0 \quad . \quad . \quad . \quad (30а)$$

Если это условіе выполнено, то будетъ удовлетворено и такое условіе:

$$X' > 0 \text{ или } v_1' u_1' \cos\alpha_1 - v_2' u_2' \cos\alpha_2 > 0 \quad . \quad . \quad . \quad (30б)$$

Равнымъ образомъ и наоборотъ, если $X' > 0$, то и $X > 0$.

2. Струя воды, проходящая черезъ тюрбину изъ одного резервуара въ другой, должна быть непрерывна, для чего требуется, во-первыхъ, чтобы тюрбина была затоплена въ нижнемъ резервуарѣ или заключена во всасывающей трубѣ, и, во-вторыхъ, чтобы она была потенціальная ($\varepsilon > 0$), что̀, для наивыгоднѣйшей скорости хода, выражается въ кинематическихъ величинахъ неравенствомъ (принимая во вниманіе, что $X > 0$ и $X' > 0$):

$$(u_1^2 - u_2^2) - (w_1^2 - w_2^2) > 0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (35)$$

Для того чтобы имѣть возможность пользоваться этими условіями обратимости, приложимыми ко всѣмъ системамъ тюрбинъ, необходимо найти выраженія для скоростей v, u, w, n, при наивыгоднѣйшемъ ходѣ тюрбины, въ функціяхъ абсолютнаго напора H, коэффиціентовъ гидравлическаго полезнаго дѣйствія η_h и η_h' и конструктивныхъ элементовъ тюрбины; кромѣ того, нужно вывести формулы для коэффиціента потенціальности ε, для коэффиціентовъ φ и φ' расхода черезъ рабочее колесо и для коэффиціентовъ η_h и η_h' гидравлическаго полезнаго дѣйствія данной тюрбины въ функціяхъ конструктивныхъ элементовъ тюрбинной установки и коэффиціентовъ вредныхъ сопротивленій, встрѣчаемыхъ потокомъ на всемъ пути отъ одного резервуара къ другому. Вмѣстѣ съ тѣмъ, какъ увидимъ ниже, окажется возможнымъ установить простую связь между коэффиціентами φ и φ', а также между η_h и η_h' для одной и той же обратимой тюрбины, работающей какъ насосъ или какъ двигатель, при наивыгоднѣйшихъ скоростяхъ вращенія.

Въ качествѣ конструктивныхъ элементовъ трубопровода между верхнимъ и нижнимъ резервуарами намъ нужны будутъ для разсчета коэф-

фиціентовъ η_k и η_k' величины площадей $F_i = \frac{\pi D_i^2}{4}$ разныхъ поперечныхъ сѣченій трубопровода и длины L_i участковъ трубопровода съ даннымъ сѣченіемъ F_i. За основные конструктивные элементы самой тюрбины выберемъ, въ общемъ случаѣ, слѣдующія 6 отвлеченныхъ величинъ, значенія которыхъ извѣстны изъ предыдущаго:

$$A_1 = cotg\,\alpha_1,\ A_2 = cotg\,\alpha_2,\ B_1 = cotg\,\beta_1,\ B_2 = cotg\,\beta_2,$$

$$\rho = \frac{r_1}{r_2}, \qquad \sigma = \frac{S_1}{S_2}.$$

Ниже будетъ показано, что эти шесть конструктивныхъ величинъ связаны однимъ уравненіемъ, почему изъ нихъ только пять могутъ быть заданы по произволу или, вѣрнѣе, съ ограниченіями согласно неравенствъ (31) или (32), шестая же получится, какъ функція первыхъ пяти.

Мы будемъ вести разсчетъ слѣдующимъ путемъ, дающимъ наиболѣе простые и симметричные результаты: выразивъ изъ треугольниковъ скоростей всѣ скорости черезъ посредство нормальныхъ скоростей n_1 или n_1', мы подставимъ ихъ въ уравненія (38) и, такимъ образомъ, получимъ выраженія для вспомогательныхъ нормальныхъ скоростей n_1 и n_1' въ функціяхъ отъ B, η_k или η_k' и шести вышеприведенныхъ конструктивныхъ элементовъ. Остальныя скорости опредѣлятся въ функціяхъ нормальныхъ скоростей n_1 или n_1' при помощи треугольниковъ скоростей. Такъ какъ разсчеты, относящіеся къ тюрбинамъ-насосамъ и къ тюрбинамъ двигателямъ, тождественны между собою, то мы ограничимся подробнымъ воспроизведеніемъ первыхъ, а для вторыхъ приведемъ лишь результаты.

Условіе одинаковаго секунднаго расхода воды черезъ верхнее и нижнее отверстія рабочаго колеса тюрбины, работающей своимъ полнымъ сѣченіемъ, дастъ:

$$q = \varphi\,Q = S_1 n_1 = S_2 n_2,$$

откуда получаемъ:

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{S_1}{S_2} = \sigma;\quad n_2 = \sigma n_1 \quad \ldots\ldots\ldots (47)$$

Изъ чертежа 3-го находимъ:

$$\left.\begin{aligned} u_1 &= n_1\,cotg\,\alpha_1 - n_1\,cotg\,\beta_1 = n_1\,(A_1 - B_1) \\ u_2 &= n_2\,cotg\,\alpha_2 - n_2\,cotg\,\beta_2 = n_2\,(A_2 - B_2) \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ (48)$$

Но:

$$\frac{u_1}{u_2} = \frac{r_1}{r_2} = \rho \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (49)$$

Слѣдовательно:

$$\frac{n_1\,(A_1 - B_1)}{\sigma n_1\,(A_2 - B_2)} = \rho,$$

или, окончательно:

$$\left.\begin{aligned} A_1 - B_1 &= \rho\sigma\,(A_2 - B_2) \\ \text{т. е.:}\qquad cotg\,\alpha_1 - cotg\,\beta_1 &= \rho\sigma\,(cotg\,\alpha_2 - cotg\,\beta_2) \end{aligned}\right\} \quad . \; . \; . \; . \; (50)$$

Это есть искомая общая зависимость между шестью конструктивными элементами любой тюрбины, будетъ ли она насосомъ или двигателемъ. Въ обыкновенномъ случаѣ, когда:

$$\alpha_2 = 90^\circ, \quad A_2 = cotg\,\alpha_2 = 0,$$

и вмѣсто угла β_2 дается дополнительный до 180° уголъ $\gamma_2 = 180^\circ - \beta_2$, уравненіе (50) получаетъ видъ:

$$cotg\,\alpha_1 - cotg\,\beta_1 = \rho\sigma\,cotg\,\gamma_2 \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (51)$$

Переходя къ общему случаю, находимъ при помощи чертежа 3-го и на основаніи уравненій (47) и (48):

$$\left.\begin{aligned} v_1^2 &= n_1^2\,(1 + A_1^2) \\ v_2^2 &= n_2^2\,(1 + A_2^2) = \sigma^2 n_1^2\,(1 + A_2^2) \end{aligned}\right\} \quad . \; . \; . \; . \; (52)$$

$$\left.\begin{aligned} u_1^2 &= n_1^2\,(A_1 - B_1)^2 \\ u_2^2 &= n_2^2\,(A_2 - B_2)^2 = \sigma^2 n_1^2 (A_2 - B_2)^2 \end{aligned}\right\} \quad . \; . \; . \; . \; (48)$$

$$\left.\begin{aligned} w_1^2 &= n_1^2\,(1 + B_1^2) \\ w_2^2 &= n_2^2\,(1 + B_2^2) = \sigma^2 n_1^2\,(1 + B_2^2) \end{aligned}\right\} \quad . \; . \; . \; . \; (53)$$

Подставляя выраженія (52), (48) и (53) въ уравненія (38) и произведя вполнѣ тождественныя выкладки для тюрбинъ-двигателей, согласно съ чертежомъ 4-ымъ, получимъ, послѣ нѣкоторыхъ приведеній, слѣдующія формулы:

а) насосъ:

$$X = \frac{H}{\eta_h} = \frac{n_1^2}{g}\,[A_1\,(A_1 - B_1) - \sigma^2\,A_2\,(A_2 - B_2)]$$

б) двигатель:

$$X' = \eta_h' H = \frac{n_1'^2}{g}\,[A_1\,(A_1 - B_1) - \sigma^2 A_2 (A_2 - B_2)] \quad . \; . \; (54)$$

Исключая изъ урав. (54) двучленъ $A_2 - B_2$ при помощи уравненія (50), находимъ:

а) насосъ:

$$X = \frac{H}{\eta_h} = \frac{n_1^2}{g}\,(A_1 - B_1)\left(A_1 - \frac{\sigma}{\rho}\,A_2\right)$$

б) двигатель:

$$X' = \eta_h' H = \frac{n_1'^2}{g}\,(A_1 - B_1)\left(A_1 - \frac{\sigma}{\rho}\,A_2\right) \quad . \; . \; . \; . \; (55)$$

Отсюда получаемъ слѣдующія искомыя выраженія для нормальныхъ скоростей n_1 и n_1', а также для n_0 и n_0', на основаніи уравненій (11):

а) насосъ:

$$n_1 = xn_0 = \sqrt{\frac{gH}{\eta_k (A_1 - B_1)\left(A_1 - \frac{\sigma}{\rho} A_2\right)}}$$

б) двигатель:

$$n_1' = x'n_0' = \sqrt{\frac{\eta_k' gH}{(A_1 - B_1)\left(A_1 - \frac{\sigma}{\rho} A_2\right)}} \quad \ldots \quad (56)$$

Въ наиболѣе употребительномъ случаѣ, когда $\alpha_2 = 90^\circ$ и $A_2 = 0$, предыдущія формулы упрощаются и приводятся къ слѣдующимъ:

а) насосъ;

$$n_1 = xn_0 = \sqrt{\frac{gH}{\eta_k A_1 (A_1 - B_1)}}$$

б) двигатель:

$$n_1' = x'n_0' = \sqrt{\frac{\eta_k' gH}{A_1 (A_1 - B_1)}} \quad \ldots \quad (57)$$

Какъ видно, въ этомъ случаѣ нормальныя скорости n_1 и n_1' не зависятъ ни отъ $\sigma = \frac{S_1}{S_2}$, ни отъ $\rho = \frac{r_1}{r_2}$.

Всѣ прочія скорости v, u, w у верхняго и нижняго отверстій рабочаго колеса, а равнымъ образомъ среднія скорости потока c_i или c_i' въ любомъ сѣченіи F_i трубопровода CC или направляющаго колеса получаются въ функціяхъ отъ скоростей n_1 или n_1' при помощи формулъ (52), (48), (53) и слѣдующихъ очевидныхъ равенствъ:

а) насосъ:

$$Q = F_i c_i;$$

$$q = \varphi Q = S_1 n_1;$$

откуда, дѣленіемъ получаемъ:

$$c_i = \frac{1}{\varphi} \frac{S_1}{F_i} n_1 = \frac{\tau_i}{\varphi} n_1 \quad \ldots \quad (58a)$$

если обозначимъ для даннаго сѣченія F_i конструктивное, всегда меньшее единицы отношеніе:

$$\tau_i = \frac{S_1}{F_i} \quad \ldots \quad (59)$$

б) двигатель:

$$Q' = F_i c_i'$$

$$q' = \varphi' Q' = S_1 n_1';$$

откуда:

$$c_i' = \frac{1}{\varphi'}\,\frac{S_1}{F_i'}\,n_1' = \frac{\tau_i}{\varphi'}\,n_1' \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (58б)$$

Такимъ образомъ, получимъ слѣдующія общія формулы, принимая во вниманіе еще урав. (8):

а) насосъ:

$$\left.\begin{aligned}
v_1 &= xv_0 = n_1\sqrt{1+A_1^2} = \sqrt{\frac{gH\,(1+A_1^2)}{\eta_h\,(A_1-B_1)\left(A_1-\frac{\sigma}{\rho}A_2\right)}}\\
v_2 &= \sigma n_1\sqrt{1+A_2^2} = \sigma\sqrt{\frac{gH\,(1+A_2^2)}{\eta_h\,(A_1-B_1)\left(A_1-\frac{\sigma}{\rho}A_2\right)}}\\
c_i &= \frac{\tau_i}{\varphi}\,n_1 = \frac{\tau_i}{\varphi}\sqrt{\frac{gH}{\eta_h\,(A_1-B_1)\left(A_1-\frac{\sigma}{\rho}A_2\right)}}\\
u_1 &= n_1(A_1-B_1) = \sqrt{\frac{gH\,(A_1-B_1)}{\eta_h\left(A_1-\frac{\sigma}{\rho}A_2\right)}}\\
u_2 &= \sigma n_1\,(A_2-B_2) = \frac{n_1\,(A_1-B_1)}{\rho} = \frac{1}{\rho}\sqrt{\frac{gH\,(A_1-B_1)}{\eta_h\left(A_1-\frac{\sigma}{\rho}A_2\right)}}\\
w_1 &= n_1\sqrt{1+B_1^2} = \sqrt{\frac{gH\,(1+B_1^2)}{\eta_h\,(A_1-B_1)\left(A_1-\frac{\sigma}{\rho}A_2\right)}}\\
w_2 &= \sigma n_1\sqrt{1+B_2^2} = \sigma\sqrt{\frac{gH\,(1+B_2^2)}{\eta_h\,(A_1-B_1)\left(A_1-\frac{\sigma}{\rho}A_2\right)}}
\end{aligned}\right\}\ (60а)$$

Кромѣ того, замѣтимъ, что:

$$u_1 n_1 = \frac{gH}{\eta_h\left(A_1-\frac{\sigma}{\rho}A_2\right)} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (61а)$$

б) двигатель:

$$v_1' = x'v_0' = n_1'\sqrt{1+A_1^2} = \sqrt{\frac{\eta_h'\,gH\,(1+A_1^2)}{(A_1-B_1)\left(A_1-\frac{\sigma}{\rho}A_2\right)}}$$

$$v_2' = \sigma n_1'\sqrt{1+A_2^2} = \sigma\sqrt{\frac{\eta_h'\,gH\,(1+A_2^2)}{(A_1-B_1)\left(A_1-\frac{\sigma}{\rho}A_2\right)}}$$

$$
\left.
\begin{aligned}
c_i' &= \frac{\tau_i}{\varphi'} n_1' = \frac{\tau_i}{\varphi'} \sqrt{\frac{\eta_h' gH}{(A_1 - B_1)\left(A_1 - \frac{\sigma}{\rho} A_2\right)}} \\
u_1' &= n_1'(A_1 - B_1) = \sqrt{\frac{\eta_h' \cdot gH (A_1 - B_1)}{A_1 - \frac{\sigma}{\rho} A_2}} \\
u_2' &= \sigma n_1'(A_2 - B_2) = \frac{n_1'(A_1 - B_1)}{\rho} = \frac{1}{\rho} \sqrt{\frac{\eta_h' \cdot gH (A_1 - B_1)}{A_1 - \frac{\sigma}{\rho} A_2}} \\
w_1' &= n_1' \sqrt{1 + B_1^2} = \sqrt{\frac{\eta_h' \cdot gH (1 + B_1^2)}{(A_1 - B_1)\left(A_1 - \frac{\sigma}{\rho} A_2\right)}} \\
w_2' &= \sigma n_1' \sqrt{1 + B_2^2} = \sigma \sqrt{\frac{\eta_h' \cdot gH (1 + B_2^2)}{(A_1 - B_1)\left(A_1 - \frac{\sigma}{\rho} A_2\right)}}
\end{aligned}
\right\} \quad (60б)
$$

Кромѣ того, имѣемъ:

$$u_1' n_1' = \frac{\eta_h' \cdot gH}{A_1 - \frac{\sigma}{\rho} A_2} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (61б)$$

Обыкновенно въ тюрбинахъ дѣлаютъ $\alpha_2 = 90^\circ$ или $A_2 = 0$, почему всѣ предыдущія формулы (60) и (61) упрощаются, благодаря исчезновенію въ знаменателяхъ члена $\frac{\sigma}{\rho} A_2$. Въ этомъ случаѣ уравненія (61) получаютъ особенно простой видъ:

а) насосъ: $$u_1 n_1 = \frac{gH}{\eta_h \cdot A_1}$$

б) двигатель: $$u_1' n_1' = \frac{\eta_h' \cdot gH}{A_1} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (62)$$

Въ такихъ тюрбинахъ, слѣдовательно, при данныхъ абсолютномъ напорѣ, коэффиціентѣ гидравлическаго полезнаго дѣйствія и углѣ α_1, вращательная скорость на средней окружности верхняго отверстія рабочаго колеса и нормальная скорость прохожденія струи черезъ это отверстіе обратно пропорціональны другъ другу. Такимъ образомъ, если нормальная скорость, а вмѣстѣ съ нею и расходъ воды черезъ рабочее колесо увеличиваются (что имѣетъ мѣсто, какъ видно изъ формулъ (57) для n_1 и n_1', съ увеличеніемъ B_1 или съ уменьшеніемъ угла β_1, и вмѣстѣ съ тѣмъ, какъ увидимъ ниже, съ уменьшеніемъ коэффиціента потенціальности ε, т. е. съ приближеніемъ тюрбины къ кинетической), то скорость вращенія

колеса уменьшается и наоборотъ. Поэтому быстро вращающіяся *потенціальныя тюрбины*, при томъ же отверстіи S_1 рабочаго колеса, томъ же углѣ α_1 и томъ же гидравлическомъ полезномъ дѣйствіи, пропускаютъ меньше воды въ секунду и, слѣдовательно, *для даннаго напора H имѣютъ меньшую мощность, чѣмъ такихъ же размѣровъ полныя кинетическія тюрбины*, вращающіяся медленнѣе, но дающія бо́льшій расходъ воды. Эти соображенія не лишены значенія при оцѣнкѣ выгодности той или другой системы тюрбины.

Дѣля каждое изъ уравненій (60б) и (56б) на соотвѣтственное ему уравненіе (60а) и (56а), получаемъ слѣдующія выраженія для отношенія скоростей въ одной и той же тюрбинѣ, работающей наивыгоднѣйшимъ образомъ, при одинаковомъ абсолютномъ напорѣ H, какъ двигатель и какъ насосъ:

$$\frac{v_1'}{v_1} = \frac{v_2'}{v_2} = \frac{u_1'}{u_1} = \frac{u_2'}{u_2} = \frac{w_1'}{w_1} = \frac{w_2'}{w_2} = \frac{n_1'}{n_1} = \frac{\omega'}{\omega} = \sqrt{\eta_h \cdot \eta_h'} \quad . \quad . \quad (63)$$

$$\frac{c_i'}{c_i} = \frac{\varphi}{\varphi'} \sqrt{\eta_h \cdot \eta_h'} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (64)$$

Такъ какъ величина радикала $\sqrt{\eta_h \cdot \eta_h'}$ для хорошо построенныхъ тюрбинъ колеблется въ предѣлахъ 0,75—0,80, а отношеніе $\frac{\varphi}{\varphi'}$ для такихъ тюрбинъ въ среднемъ равно $\frac{1{,}03}{0{,}97} = 1{,}06$, то $\frac{\varphi}{\varphi'}\sqrt{\eta_h \cdot \eta_h'}$ составляетъ отъ 0,79 до 0,85, а потому можно сказать вообще, что всѣ скорости наивыгоднѣйшаго хода тюрбины-двигателя *меньше* соотвѣтственныхъ скоростей наивыгоднѣйшаго хода той же тюрбины-насоса, работающей подъ тѣмъ же абсолютнымъ напоромъ H.

Дѣйствительный секундный расходъ воды q или q' черезъ рабочее колесо тюрбины и секундный расходъ Q или Q' въ любомъ сѣченіи F_i трубопровода CC выражаются такъ:

а) насосъ: $\quad q = \varphi Q = S_1 n_1; \quad Q = F_i \cdot c_i;$

б) двигатель: $\quad q' = \varphi' Q' = S_1 n_1'; \quad Q' = F_i \cdot c_i'.$

Почленное дѣленіе этихъ формулъ даетъ намъ:

$$\frac{q'}{q} = \frac{n_1'}{n_1} = \sqrt{\eta_h \cdot \eta_h'}; \quad \frac{Q'}{Q} = \frac{c_i'}{c_i} = \frac{\varphi}{\varphi'} \sqrt{\eta_h \cdot \eta_h'} \quad . \quad . \quad . \quad (65)$$

Внутренняя мощность тюрбины, согласно уравненій (5) и (27), выражается формулами:

а) насосъ: $\quad P_{int.} = M_{int.}\,\omega = \Delta q\, X = \frac{\Delta q H}{\eta_h} \; \frac{\text{кгр.} \times \text{мет.}}{\text{сек.}}$

б) двигатель: $\quad P'_{int.} = M'_{int.}\,\omega' = \Delta q' X' = \Delta q' \eta_h' H \; \frac{\text{кгр.} \times \text{мет.}}{\text{сек.}}$

Дѣля почленно эти уравненія одно на другое, получаемъ:

$$\frac{P'_{int.}}{P_{int.}} = \frac{M'_{int.}\,\omega'}{M_{int.}\,\omega} = \frac{q'X'}{qX} = \frac{q'}{q}\cdot\eta_h\cdot\eta_h'$$

или, на основаніи формулъ (63) и (65):

$$\frac{P'_{int.}}{P_{int.}} = (\eta_h\cdot\eta_h')^{3/2};\quad \frac{M'_{int.}}{M_{int.}} = \frac{X'}{X} = \eta_h\cdot\eta_h' \quad . \quad . \quad . \quad (66)$$

Такъ, напр., для среднихъ величинъ: $\eta_h = 0{,}75$, $\eta_h' = 0{,}80$, $\varphi = 1{,}03$, $\varphi' = 0{,}97$, имѣемъ:

$$\frac{\omega'}{\omega} = \frac{n_1'}{n_1} = \frac{q'}{q} = 0{,}774;\quad \frac{Q'}{Q} = \frac{c_i'}{c_i} = 0{,}820;$$

$$\frac{M'_{int.}}{M_{int.}} = \frac{X'}{X} = 0{,}600;\quad \frac{P'_{int.}}{P_{int.}} = 0{,}464.$$

§ 10. Коэффиціентъ ε потенціальности или реакціи тюрбины. Переходимъ къ выводу выраженія для коэффиціента потенціальности ε въ функціи конструктивныхъ элементовъ тюрбины. Подставляя въ одно изъ уравненій (42), величины скоростей u, v и w, взятыя изъ формулъ (48), (52) и (53), мы получимъ, послѣ нѣкоторыхъ приведеній:

$$\varepsilon = \frac{A_1\,(A_1 - 2B_1) - \sigma^2 A_2\,(A_2 - 2B_2) + \sigma^2 - 1}{2\,(A_1 - B_1)\left(A_1 - \frac{\sigma}{\rho}\,A_2\right)} \quad . \quad . \quad (67)$$

Знаменатель этой дроби есть величина положительная, ибо, какъ видно изъ уравн. (55), онъ равенъ $\frac{2gX}{n_1^2}$ или $\frac{2gX'}{n_1'^2}$, что должно быть, по доказанному выше, положительнымъ для того, чтобы тюрбина дѣйствительно могла работать, какъ насосъ или какъ двигатель. Поэтому второе условіе обратимости тюрбины:

$$\varepsilon > 0$$

можетъ быть написано такъ:

$$A_1\,(A_1 - 2B_1) - \sigma^2 A_2\,(A_2 - 2B_2) + \sigma^2 - 1 > 0 \quad . \quad . \quad (68)$$

Если площади входнаго и выходнаго отверстій рабочаго колеса тюрбины одинаковы, т. е. $\sigma = \frac{S_1}{S_2} = 1$, то предыдущее условіе упрощается, переходя въ слѣдующее:

$$A_1\,(A_1 - 2B_1) - A_2\,(A_2 - 2B_2) > 0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (69)$$

Въ этомъ специальномъ случаѣ разсмотримъ два слѣдующихъ характерныхъ типа тюрбинныхъ конструкцій:

1) Скорости v_2 или v_2' совпадаютъ съ n_2 или n_2', т. е. нормальны къ отверстію S_2 рабочаго колеса, какъ это обыкновенно принимается въ современныхъ тюрбинахъ для уменьшенія безполезной скорости v_2 или v_2'. Въ этомъ случаѣ $\alpha_2 = 90^\circ$ или $A_2 = 0$, и условіе (69) обращается въ слѣдующее (такъ какъ $A_1 > 0$):

$$A_1 - 2B_1 > 0,$$

т. е.:

$$cotg\,\alpha_1 > 2\,cotg\,\beta_1 \quad \text{или} \quad tg\,\beta_1 > 2\,tg\,\alpha_1 \quad \ldots \quad (70)$$

Коэффиціентъ потенціальности ε дѣлается равнымъ нулю, т. е. тюрбина обращается въ кинетическую (акціонную), если:

$$tg\,\beta_1 = 2\,tg\,\alpha_1.$$

Это условіе соблюдается, напр., въ колесѣ Понселэ, представляющемъ собою кинетическую тюрбину, въ которой входное и выходное отверстія рабочаго колеса совпадаютъ другъ съ другомъ.

2) Скорость v_2 или v_2' не нормальна къ отверстію S_2, но зато:

$$u_2 = w_2 \quad \text{или} \quad u_2' = w_2',$$

т. е.:

$$\beta_2 = 2\,\alpha_2.$$

Такое условіе выхода струи изъ рабочаго колеса тюрбины-двигателя Понселэ считалъ самымъ благопріятнымъ для уменьшенія скорости v_2', а слѣдовательно для увеличенія гидравлическаго полезнаго дѣйствія тюрбины. Въ этомъ случаѣ второй членъ первой части неравенства (69) получаетъ значеніе:

$$cotg\,\alpha_2\,(cotg\,\alpha_2 - 2\,cotg\,2\alpha_2) = 1,$$

что̀ не трудно повѣрить, ибо:

$$cotg\,2\alpha_2 = \frac{cotg^2\,\alpha_2 - 1}{2\,cotg\,\alpha_2}.$$

Поэтому условіе (69) принимаетъ видъ:

$$cotg\,\alpha_1\,(cotg\,\alpha_1 - 2\,cotg\,\beta_1) > 1$$

или:

$$cotg\,\beta_1 < \frac{cotg^2\,\alpha_1 - 1}{2\,cotg\,\alpha_1}.$$

Но:

$$cotg\,2\alpha_1 = \frac{cotg^2\,\alpha_1 - 1}{2\,cotg\,\alpha_1},$$

слѣдовательно:

$$cotg\,\beta_1 < cotg\,2\alpha_1$$

или:

$$\beta_1 > 2\alpha_1 \quad \ldots \quad (71)$$

Коэффиціентъ потенціальности обращается въ нуль, и тюрбина становится кинетическою или акціонною, если:

$$\beta_1 = 2\alpha_1.$$

Это условіе кинетичности или акціонности, установленное старою теоріею тюрбинъ, вытекаетъ изъ неправильнаго требованія, поставленнаго Понселэ о томъ, чтобы $\beta_2 = 2\alpha_2$.

Новая теорія тюрбинъ, развитая нѣмецкими авторами (Wiebe, Herrmann, Bach, Grashof и др.) показала, что наивысшее полезное дѣйствіе тюрбинъ достигается при совпаденіи v_2 или v_2' съ u_2 или u_2'. При этомъ условіе кинетичности тюрбины, для которой $\sigma = 1$, будетъ: $tg\,\beta_1 = 2\,tg\,\alpha_1$, а условіе потенціальности или обратимости: $tg\,\beta_1 > 2\,tg\,\alpha_1$.

§ 11. Коэффиціенты φ и φ' расхода черезъ рабочее колесо. Для нахожденія выраженій для коэффиціентовъ φ и φ' расхода черезъ рабочее колесо въ функціи конструктивныхъ величинъ, замѣтимъ, что $(\varphi - 1)\,Q$ представляетъ собою потерю воды черезъ зазоръ въ тюрбинѣ-насосѣ, а $(1 - \varphi')\,Q'$ — такую же потерю въ тюрбинѣ—двигателѣ. Истеченіе воды черезъ зазоръ между колесами наружу происходитъ подъ вліяніемъ разности давленій p_1 или p_1' — внутри зазора и p_3 или p_3' — снаружи его, въ непрерывномъ, по предположенію, столбѣ жидкости, окружающемъ рабочее колесо. Такимъ образомъ, получаются равенства:

$$\left.\begin{aligned} &\text{а) насосъ:} && (\varphi - 1)\,Q = \mu\,.\,s\sqrt{2g\,\frac{p_1 - p_3}{\Delta}} \\ &\text{б) двигатель:} && (1 - \varphi')\,Q' = \mu\,.\,s\sqrt{2g\,\frac{p_1' - p_3'}{\Delta}} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots \quad (72)$$

въ которыхъ:

s — есть площадь зазора, черезъ которую происходитъ истеченіе воды;
μ — такъ называемый коэффиціентъ расхода черезъ зазоръ, равный, по разсчетамъ Грасгофа, для тюрбинъ-двигателей въ среднемъ 0,33.

Дѣйствующая въ зазорѣ разность піэзометрическихъ высотъ $\frac{p_1 - p_3}{\Delta}$ или $\frac{p'_1 - p'_3}{\Delta}$ можетъ быть просто опредѣлена изъ слѣдующихъ соображеній. Между давленіемъ p_3 снаружи зазора, на высотѣ z_1 надъ основнымъ уровнемъ, и между давленіемъ p_2 у выходнаго отверстія рабочаго колеса, на высотѣ z_2 надъ тѣмъ же основнымъ уровнемъ, существуетъ связь въ видѣ сравнительно спокойнаго столба воды, заполняющей пространство снаружи рабочаго колеса. Поэтому законъ гидростатики даетъ намъ:

$$\frac{p_3}{\Delta} + z_1 = \frac{p_2}{\Delta} + z_2 \quad \text{или} \quad \frac{p_3}{\Delta} = \frac{p_2}{\Delta} - z_1 + z_2.$$

Отсюда находимъ:

$$\frac{p_1-p_3}{\Delta}=\frac{p_1-p_2}{\Delta}+z_1-z_2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (73a)$$

Точно также найдемъ для тюрбины-двигателя:

$$\frac{p_1'-p_3'}{\Delta}=\frac{p_1'-p_2'}{\Delta}+z_1-z_2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (73б)$$

Вторыя части равенствъ (73) отличаются отъ первыхъ частей равенствъ (41), дающихъ величины потенцiальнаго напора въ рабочемъ колесѣ тюрбины, лишь весьма малыми количествами y_f''' и y_f''', которыми мы вправѣ пренебречь, имѣя въ виду небольшую относительную величину разсматриваемаго расхода воды черезъ зазоръ. Поэтому, приравнивая выраженiя (73) и (41) и пользуясь формулами (44), находимъ:

$$\left.\begin{array}{ll} а) & \frac{p_1-p_3}{\Delta}=\frac{p_1-p_2}{\Delta}+z_1-z_2+y_f'''=\varepsilon.X=\frac{\varepsilon.H}{\eta_{h}}; \\ б) & \frac{p_1'-p_3'}{\Delta}=\frac{p_1'-p_2'}{\Delta}+z_1-z_2-y_f'''=\varepsilon.X'=\varepsilon.\eta_{h}'.H \end{array}\right\} \quad (74)$$

Подставляя въ уравненiя (72) эти послѣднiя выраженiя, а также слѣдующiя:

$$Q=\frac{q}{\varphi}=\frac{S_1 n_1}{\varphi} \quad \text{или} \quad Q'=\frac{q'}{\varphi'}=\frac{S_1 n_1'}{\varphi'},$$

получаемъ:

а) насосъ: $$\left(1-\frac{1}{\varphi}\right)S_1 n_1=\mu.s\sqrt{2g\varepsilon.\frac{H}{\eta_h}};$$

б) двигатель: $$\left(\frac{1}{\varphi'}-1\right)S_1 n_1'=\mu.s\sqrt{2g\,\varepsilon\,\eta_h'.H}.$$

Но мы имѣли:

$$\left.\begin{array}{ll} \text{а) насосъ:} & n_1=\sqrt{\frac{gH}{\eta_h(A_1-B_1)\left(A_1-\frac{\sigma}{\rho}A_2\right)}} \\ \text{б) двигатель:} & n_1'=\sqrt{\frac{\eta_h'.gH}{(A_1-B_1)\left(A_1-\frac{\sigma}{\rho}A_2\right)}} \end{array}\right\} \quad . \quad . \quad . \quad (56)$$

Поэтому, подставляя и дѣлая сокращенiя, находимъ окончательно:

$$1-\frac{1}{\varphi}=\frac{1}{\varphi'}-1=\mu.\frac{s}{S_1}\sqrt{2\varepsilon(A_1-B_1)\left(A_1-\frac{\sigma}{\rho}A_2\right)} \quad . \quad (75)$$

Отсюда получается общая зависимость между коэффиціентами расхода черезъ рабочее колесо при прямомъ и обратномъ ходѣ тюрбины:

$$\frac{1}{\varphi} + \frac{1}{\varphi'} = 2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (76)$$

Такъ какъ коэффиціентъ потенціальности ε уже выраженъ въ конструктивныхъ элементахъ тюрбины, по формулѣ (67), то уравненія (75) опредѣляютъ коэффиціенты φ и φ' также въ функціи однихъ конструктивныхъ элементовъ тюрбины. Изъ уравн. (75) и (76) видно, что коэффиціенты расхода черезъ рабочее колесо φ и φ' съ уменьшеніемъ коэффиціента потенціальности ε тюрбины, площади s зазора и коэффиціента μ расхода черезъ этотъ зазоръ *) приближаются одновременно къ единицѣ, оставаясь всегда первый φ больше, второй φ' меньше этого предѣла, пока коэффиціентъ потенціальности тюрбины положителенъ, т. е. пока тюрбина не обращена въ кинетическую, для которой $\varepsilon = 0$ и $\varphi = \varphi' = 1$, независимо отъ величинъ s и μ.

§ 12. Коэффиціенты η_h и η_h' гидравлическаго полезнаго дѣйствія тюрбины. Переходимъ къ выводу выраженій для коэффиціентовъ гидравлическаго полезнаго дѣйствія одной и той же обратимой тюрбины, работающей, какъ насосъ или какъ двигатель, и къ опредѣленію зависимости между этими коэффиціентами.

Вредныя потери энергіи $\left(\text{въ } \frac{\text{кгр.} \times \text{метр.}}{1 \text{ кгр. воды}}\right)$ или напора (въ метр.), испытываемыя потокомъ при прохожденіи его по трубопроводу и черезъ тюрбину изъ нижняго резервуара въ верхній или наоборотъ, представляются, какъ мы видѣли выше изъ уравн. (2), двучленомъ:

$$Y^e + Y^t \quad \text{или соотвѣтственно} \quad Y^{e'} + Y^{t'}.$$

Посмотримъ, какого вида формулами выражаются эти вредныя потери. Потеря энергіи въ трубопроводѣ, который предположимъ состоящимъ изъ ряда *постепенно переходящихъ* одинъ въ другой участковъ, имѣющихъ каждый длину L_i и діаметръ D_i, выразится суммой подобныхъ членовъ вида:

$$\sum \lambda \frac{L_i}{D_i} \frac{c_i^2}{2g} \quad \text{или соотвѣтственно:} \quad \sum \lambda \frac{L_i}{D_i} \frac{c'^2_i}{2g}, \quad . \quad . \quad . \quad (77)$$

гдѣ коэффиціентъ λ, въ свою очередь, зависитъ отъ скоростей c_i или c_i'

---

*) Уменьшеніе коэффиціента μ можетъ быть достигнуто путемъ устройства ряда расширеній въ стѣнкахъ зазора, гдѣ струя вытекающей воды будетъ испытывать потери напора на ударъ, отчего скорость истеченія, а слѣдовательно и расходъ черезъ зазоръ уменьшатся.

и, по эмпирической формулѣ Вейсбаха, провѣренной опытами Цейнера *), равенъ:

$$\lambda = \alpha + \frac{\beta}{\sqrt{c_i}} = 0{,}014312 + \frac{0{,}010327}{\sqrt{c_i}}$$

или соотвѣтственно:

$$\lambda = 0{,}014312 + \frac{0{,}010327}{\sqrt{c'_i}}.$$

При крайнихъ отклоненіяхъ c_i отъ 1 $\frac{\text{мет.}}{\text{сек.}}$ до 2,5 $\frac{\text{мет.}}{\text{сек.}}$ и c'_i отъ 0,5 $\frac{\text{мет.}}{\text{сек.}}$ до 2 $\frac{\text{мет.}}{\text{сек.}}$ коэффиціентъ λ мѣняется отъ 0,02892 до 0,02085 и принимается обыкновенно **) въ разсчетахъ тюрбинныхъ трубопроводовъ постояннымъ, равнымъ въ среднемъ 0,025, что отвѣчаетъ средней скорости теченія по трубопроводу въ 1 $\frac{\text{мет.}}{\text{сек.}}$ и хотя для обычныхъ скоростей отъ 1 до 2 $\frac{\text{мет.}}{\text{сек.}}$ нѣсколько преувеличено, но можетъ считаться обнимающимъ всѣ сопротивленія отъ внѣшняго и внутренняго тренія, встрѣчаемыя потокомъ въ трубопроводѣ, т. е., кромѣ тренія о стѣнки, также и сопротивленія отъ поворотовъ, если послѣдніе не слишкомъ круты. Такъ какъ мы имѣли:

$$\left.\begin{aligned} c_i &= \frac{\tau_i}{\varphi} n_1 \\ c'_i &= \frac{\tau_i}{\varphi'} n_1' \end{aligned}\right\} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (58)$$

то общая потеря энергіи на треніе и повороты струи въ трубопроводѣ можетъ быть выражена такъ:

$$\left.\begin{aligned} &\text{а) насосъ:} \quad y_f = \sum \lambda \frac{L_i}{D_i} \frac{c_i^2}{2g} = \frac{\lambda}{\varphi^2} \cdot \frac{n_1^2}{2g} \sum \frac{\tau_i^2 . L_i}{D_i} \\ &\text{б) двигатель:} \quad y_f' = \sum \lambda \frac{L_i}{D_i} \cdot \frac{c'^2_i}{2g} = \frac{\lambda}{\varphi'^2} \cdot \frac{n'^2_1}{2g} \sum \frac{\tau_i^2 . L_i}{D_i} \end{aligned}\right\} \quad \ldots \quad (78)$$

Въ этихъ формулахъ за знакъ суммы вынесены величины общія для всѣхъ сѣченій трубопровода, а подъ знакомъ суммы оставлены конструктивныя перемѣнныя величины, различныя для разныхъ сѣченій. Величины суммъ $\sum$ для насоса и двигателя, какъ видно, одинаковы. Если трубопроводъ представляетъ собою не рядъ отдѣльныхъ участковъ съ различными поперечными сѣченіями, а имѣетъ форму трубы, *постепенно и непрерывно* измѣняющей свое сѣченіе по какому нибудь опредѣлен-

*) *G. Zeuner*, Vorlesungen über Theorie der Turbinen, 1899, стр. 49—50.

**) *F. Grashof*, Theoretische Maschinenlehre, Band III, § 33.

ному закону (напр. коническія всасывающія трубы у тюрбинъ-двигателей), то, замѣняя въ выраженіяхъ (78) конечную длину L_i участка съ діаметромъ D_i, площадью сѣченія F_i и отношеніемъ $\tau_i = \frac{S_i}{F_i}$ —безконечно малою длиною участка dL, которому отвѣчаютъ перемѣнные: діаметръ D, площадь сѣченія F и отношеніе $\tau = \frac{S_t}{F}$, получимъ для потери энергіи отъ тренія и поворотовъ въ трубопроводѣ формулы:

$$\left.\begin{array}{ll} \text{а) насосъ:} & y_f^c = \frac{\lambda}{\varphi^2}\frac{n_1^2}{2g}\int\frac{\tau^2 . dL}{D} \\ \text{б) двигатель:} & y_f^{c'} = \frac{\lambda}{\varphi'^2}\cdot\frac{n'^2_1}{2g}\int\frac{\tau^2 . dL}{D} \end{array}\right\} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (79)$$

Интегралы, входящіе въ обѣ эти формулы, тождественны; въ нихъ τ и D должны быть выражены въ функціяхъ отъ L, и затѣмъ интегрированіе распространено на всю длину трубопровода.

Обозначая постоянную для даннаго трубопровода величину, входящую въ выраженія (78) и (79):

$$\lambda\sum\frac{\tau_i^2 L_i}{D_i} = C_f \text{ или соотвѣтственно: } \lambda\int\frac{\tau^2 dL}{D} = C_f, \quad . \quad (80)$$

получаемъ слѣдующія формулы для потери энергіи отъ внутренняго тренія въ трубопроводѣ:

$$\left.\begin{array}{ll} \text{а) насосъ:} & y_f^c = \frac{C_f}{\varphi^2}\,\frac{n_1^2}{2g} \\ \text{б) двигатель:} & y_f^{c'} = \frac{C_f}{\varphi'^2}\cdot\frac{n'^2_1}{2g} \end{array}\right\} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (81)$$

Въ мѣстахъ примыканія трубопровода къ верхнему и нижнему резервуарамъ потокъ испытываетъ быстрое измѣненіе поперечнаго сѣченія, отъ чего происходитъ гидравлическій ударъ и потеря энергіи. Величину послѣдней можно опредѣлить въ функціи отъ конструктивныхъ данныхъ и скоростей n_1 или n_1', для чего необходимо остановиться на разсмотрѣніи процессовъ, имѣющихъ мѣсто въ струѣ при выходѣ ея изъ трубопровода CC въ верхній резервуаръ I — въ случаѣ дѣйствія тюрбины, какъ насоса, и при входѣ струи изъ верхняго резервуара I въ трубопроводъ— для случая тюрбины-двигателя.

Въ первомъ случаѣ (черт. 8) происходитъ внезапное расширеніе струи при переходѣ отъ площади F_1 поперечнаго сѣченія верхняго отверстія трубопровода къ площади G_1 поперечнаго сѣченія резервуара I, причемъ средняя скорость c_1 струи въ отверстіи трубопровода сразу па-

даетъ до меньшей средней скорости V_1 теченія воды въ резервуарѣ I: скорости эти связаны уравненіемъ расхода:

$$F_1\, c_1 = G_1 \,.\, V_1 = Q.$$

Потеря механической энергіи на каждый килогр. воды при такомъ гидравлическомъ ударѣ, опредѣляемая по принципу Борда-Карно, можетъ быть представлена въ такомъ видѣ:

a) насосъ:

$$y_1^c = \frac{(c_1 - V_1)^2}{2g} = \left(1 - \frac{V_1}{c_1}\right)^2 \frac{c_1^{\,2}}{2g} = \left(1 - \frac{F_1}{G_1}\right)^2 \frac{c_1^{\,2}}{2g} =$$

$$= (1 - k_1)^2\, \frac{c_1^{\,2}}{2g} = (1 - k_1)^2\, \frac{\tau_1^{\,2}}{\varphi^2}\, \frac{n_1^{\,2}}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (82a)$$

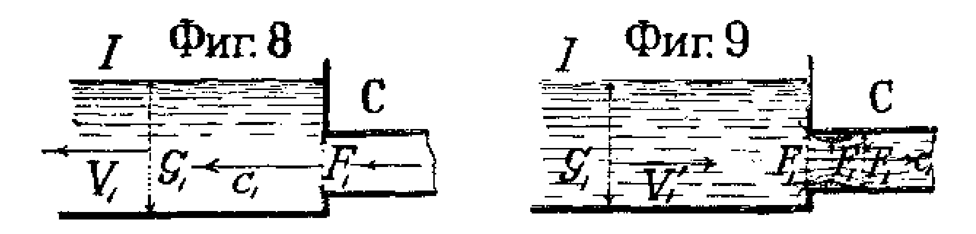
гдѣ, согласно уравненіямъ (58a) и (59):

$$c_1 = \frac{\tau_1}{\varphi}\, n_1 \quad \text{и:} \quad \tau_1 = \frac{S_1}{F_1}\,,$$

и, кромѣ того, положено:

$$\frac{F_1}{G_1} = k_1 < 1 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (83)$$

Формула (82) предполагаетъ, что скорости V_1 и c_1 совпадаютъ по направленію. Если бы входное отверстіе трубопровода CC было располо-



жено такъ, что это условіе не удовлетворялось, то вм. V_1 въ формулѣ (82) слѣдовало бы взять составляющую скорости V_1 теченія воды въ резервуарѣ I, параллельную c_1, измѣнивъ соотвѣтстаенно коэффиціентъ k_1 слѣдующимъ образомъ:

$$k_1 = \frac{V_1 \cos(V_1\,,\, c_1)}{c_1} = \frac{F_1 \cos(V_1\,,\, c_1)}{G_1}.$$

Во второмъ случаѣ (черт. 9) внезапный переходъ струи отъ сѣченія G_1 къ меньшему сѣченію F_1 входнаго отверстія трубопровода CC вызываетъ дальнѣйшее сжатіе струи внутри трубопровода до нѣкотораго еще меньшаго сѣченія $F_1{}^* = \alpha_1\, F_1$, гдѣ $\alpha_1 < 1$ есть такъ называемый коэффиціентъ сжатія струи; по сторонамъ съуженнаго сѣченія $F_1{}^*$ происходятъ водово-

роты, и это кольцевое пространство внутри трубопровода не служитъ для протеканія жидкости. Съуженіе струи отъ сѣченія F_1 до $F_1{}^*$ не сопровождается особенно замѣтной потерей энергіи, кромѣ незначительнаго тренія воды о края входнаго отверстія F_1; но вслѣдъ за сѣченіемъ $F_1{}^*$ струя испытываетъ быстрое расширеніе до полнаго сѣченія трубопровода F_1, причемъ происходитъ гидравлическій ударъ и связанная съ нимъ потеря энергіи, равная, по Борда:

$$y_1^{c'} = \frac{(c_1{}^* - c'_1)^2}{2g},$$

если $c_1{}^*$ обозначаетъ скорость теченія въ съуженномъ сѣченіи $F_1{}^*$ и c'_1 — скорость въ слѣдующемъ за нимъ полномъ сѣченіи F_1. Такъ какъ скорости $c_1{}^*$ и $c_1{}'$ связаны условіемъ:

$$F_1{}^* \cdot c_1{}^* = F_1\, c'_1 = Q',$$

то искомая потеря энергіи можетъ быть представлена въ видѣ:

б) двигатель:

$$y_1^{c'} = \left(\frac{c_1{}^*}{c'_1} - 1\right)^2 \frac{c'^2_1}{2g} = \left(\frac{1}{\alpha_1} - 1\right)^2 \frac{c_1'^2}{2g} = \left(\frac{1}{\alpha_1} - 1\right)^2 \frac{\tau_1^2}{\varphi'^2} \frac{w'^2_1}{2g}, \quad (82б)$$

если положить:

$$\frac{F_1{}^*}{F_1} = \alpha_1 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (84)$$

Грасгофъ показалъ *), что при тѣхъ предположеніяхъ, которыя дѣлаются для вывода формулъ (82а) и (82б) потери энергіи на ударъ, теоретически всегда должно быть:

$$\frac{1}{\alpha} - 1 = 1 - k \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (85)$$

(Значки (1) у α и k для простоты письма отброшены).

Изъ опытовъ Вейсбаха слѣдуетъ, что это равенство довольно точно оправдывается на самомъ дѣлѣ для значеній k отъ 1 до 0,5, но что при дальнѣйшемъ уменьшеніи k получаются нѣкоторыя отклоненія.

Приведемъ сравнительную таблицу значеній величинъ $1 - k$, $\frac{1}{\alpha} - 1$, $(1 - k)^2$ и $\left(\frac{1}{\alpha} - 1\right)^2$, входящихъ въ выраженія (82а) и (82б), для различныхъ значеній k отъ 1 до 0,1, основываясь на цитируемыхъ Грасгофомъ опытахъ Вейсбаха относительно потери напора $y_1^{c'}$ и коэффиціента

*) *F. Grashof*, Theoretische Maschinenlehre, Band III, § 29, примѣчаніе стр. 217 — 219.

сжатія α, въ которыхъ переходъ струи совершался изъ широкой трубы съ сѣченіемъ G въ узкую съ сѣченіемъ F, гдѣ струя сжималась еще дополнительно до сѣченія $F^* = \alpha F$.

$\frac{F}{G} = k =$	1	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1
$\frac{F^*}{F} = \alpha =$	1	0,892	0,813	0,755	0,712	0,681	0,659	0,643	0,632	0,624
$1 - k =$	0	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90
$\frac{1}{\alpha} - 1 =$	0	0,12	0,23	0,32	0,40	0,47	0,52	0,56	0,58	0,60
$(1-k)^2 =$	0	0,010	0,040	0,090	0,160	0,250	0,360	0,490	0,640	0,810
$\left(\frac{1}{\alpha} - 1\right)^2 =$	0	0,014	0,053	0,102	0,160	0,221	0,270	0,314	0,336	0,360

Послѣднія двѣ строки этой таблицы если и не обнаруживаютъ совпаденія цифръ (кромѣ одной, при $k = 0,6$), то во всякомъ случаѣ ясно приближаются одна къ другой, особенно для значеній k большихъ, чѣмъ 0,5; замѣчая же, сверхъ того, что остальные, входящіе въ составъ выраженій (82a) и (82$б$) множители:

$$\frac{\tau_1^2}{\varphi^2}\frac{n_1^2}{2g} \quad \text{и} \quad \frac{\tau_1^2}{\varphi'^2}\frac{n'^2_1}{2g}$$

или, согласно уравненій (58):

$$\frac{c_1^2}{2g} \quad \text{и} \quad \frac{c'^2_1}{2g}$$

въ хорошо проектированныхъ тюрбинныхъ установкахъ не превосходятъ соотвѣтственно

$$\frac{(1,5)^2}{2 \times 9,81} = 0,115 \text{ мет. и } \frac{(1,0)^2}{2 \times 9,81} = 0,051 \text{ мет.}$$

и потому абсолютная величина потерь напора $y_1{}^c$ и $y_1{}^{c'}$ при всѣхъ возможныхъ величинахъ k выражается лишь въ сотыхъ доляхъ метра,—мы можемъ, безъ ощутительной погрѣшности въ опредѣляемой потерѣ напора, допустить, что входящіе въ выраженія (82a) и (82$б$) множители:

$$(1-k_1)^2 \tau_1^2 \text{ и } \left(\frac{1}{\alpha_1} - 1\right)^2 \tau_1^2,$$

постоянные для данной тюрбинной установки, равны между собою.

Обозначая поэтому общую величину этихъ множителей черезъ:

$$C_{\rm I} = (1-k_{\rm I})^2 \tau_{\rm I}^{\,2} = \left(\frac{1}{\alpha_{\rm I}} - 1\right)^2 \tau_{\rm I}^{\,2} \quad . \quad . \quad . \quad (86)$$

и замѣчая, что $C_{\rm I}$ есть конструктивный коэффиціентъ для верхняго отверстія трубопровода, находимъ для потерь энергіи въ верхнемъ отверстіи трубопровода слѣдующія выраженія:

$$\left.\begin{array}{ll} \text{а) насосъ:} & y_{\rm I}^{\,c} = \frac{C_{\rm I}}{\varphi^2} \cdot \frac{n_{\rm I}^{\,2}}{2g} \\ \text{б) двигатель:} & y_{\rm I}^{\,c'} = \frac{C_{\rm I}}{\varphi'^2} \cdot \frac{n'^{\,2}_{\rm I}}{2g} \end{array}\right\} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (87)$$

Все сказанное выше о потеряхъ напора въ верхнемъ отверстіи трубопровода CC, изображенномъ на чертежахъ 8 и 9, одинаково приложимо къ потерямъ напора въ нижнемъ его отверстіи, примыкающемъ къ резервуару II. Если расположеніе нижняго отверстія трубопровода относительно резервуара II такое, какое показано на черт. 1 и 2, т. е. если направленіе скоростей потока въ отверстіи трубопровода: $c_{\rm II}$ или $c_{\rm II}'$ и въ резервуарѣ II: $V_{\rm II}$ или $V'_{\rm II}$ —совпадають другъ съ другомъ, то, обозначая площадь нижняго отверстія трубопровода черезъ $F_{\rm II}$ и площадь нормальнаго къ скорости $V_{\rm II}$ или $V_{\rm II}'$ поперечнаго сѣченія резервуара II черезъ $G_{\rm II}$, находимъ отношеніе между ними:

$$k_{\rm II} = \frac{F_{\rm II}}{G_{\rm II}}.$$

Если же, въ общемъ случаѣ, $c_{\rm II}'$ и $V'_{\rm II}$ не совпадаютъ другъ съ другомъ, то полагаемъ:

$$k_{\rm II} = \frac{F_{\rm II}}{G_{\rm II}} \cos\,(V_{\rm II}', c_{\rm II}').$$

Вводя, кромѣ того, обозначенія:

$$\tau_{\rm II} = \frac{S_{\rm I}}{F_{\rm II}}\ ;\ \alpha_{\rm II} = \frac{F_{\rm II}^{\,*}}{F_{\rm II}} = \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (88)$$

= коэффиціентъ сжатія струи въ нижнемъ отверстіи трубопровода CC;

$$C_{\rm II} = (1-k_{\rm II})^2\, \tau_{\rm II}^{\,2} = \left(\frac{1}{\alpha_{\rm II}} - 1\right)^2 \tau_{\rm II}^{\,2} = \quad . \quad . \quad . \quad (89)$$

= конструктивный коэффиціентъ нижняго отверстія трубопровода, найдемъ такія выраженія потери напора при прохожденіи струи изъ резер-

вуара II въ трубопроводъ CC или обратно:

а) насосъ: $y_{II}{}^{e} = \frac{C_{II}}{\varphi^2} \cdot \frac{n_1{}^2}{2g}$

б) двигатель: $y_{II}{}^{e'} = \frac{C_{II}}{\varphi'^2} \cdot \frac{n_1{}'^2}{2g}$ . . . . (90)

Общая потеря энергіи во всемъ трубопроводѣ, согласно формулъ (81), (87) и (90), напишется:

а) насосъ:

$$Y^{e} = y_f{}^{e} + y_I{}^{e} + y_{II}{}^{e} = \frac{C_f + C_I + C_{II}}{\varphi^2} \cdot \frac{n_1{}^2}{2g} = \frac{C}{\varphi^2}\frac{n_1{}^2}{2g}$$

б) двигатель:

$$Y^{e'} = y_f{}^{e'} + y_I{}^{e'} + y_{II}{}^{e'} = \frac{C_f + C_I + C_{II}}{\varphi'^2} \cdot \frac{n'_1{}^2}{2g} = \frac{C}{\varphi'^2}\frac{n_1{}'^2}{2g} \quad (91)$$

гдѣ сумма трехъ постоянныхъ для даннаго трубопровода конструктивныхъ величинъ обозначена:

$$C_f + C_I + C_{II} = C \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (92)$$

Слѣдуетъ замѣтить, что нижнее отверстіе трубопровода въ насосныхъ установкахъ снабжается, въ отличіе отъ установокъ тюрбинъ-двигателей, пріемнымъ устьемъ съ рѣшеткой, съ тою цѣлью чтобы въ насосъ не попадали крупные предметы, и открывающимся кверху такъ называемымъ всасывающимъ клапаномъ, благодаря которому можно наполнить водою нижнюю часть трубопровода вплоть до насоса, что необходимо для того, чтобы послѣдній могъ начать работать, (какъ говорятъ, «забрать» воду). Съ другой стороны, въ тюрбино-двигательныхъ установкахъ, передъ входомъ воды изъ верхняго резервуара въ трубопроводъ ставится часто предохранительная рѣшетка, а въ самомъ трубопроводѣ помѣщается поворотный или опускной щитъ, назначеніе котораго состоитъ въ регулированіе расхода воды и мощности тюрбины.

Потери энергіи въ этихъ дополнительныхъ приспособленіяхъ бываютъ довольно значительны и выражаются вообще формулами вида:

$$y = \zeta \cdot \frac{c^2}{2g} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (93)$$

въ которыхъ c есть средняя скорость протеканія воды черезъ съуженную площадь F разсматриваемаго препятствія, опредѣляемая по формулѣ: $F \cdot c = Q$ или $= Q'$, а ζ — коэффиціентъ потери напора, зависящій отъ системы устройства препятствія, отъ отношенія $\frac{F}{F_i}$, гдѣ F_i есть сѣченіе трубопровода, на которомъ поставлено препятствіе, и отчасти отъ направленія потока, проходящаго препятствіе (въ клапанахъ). Такъ, для

насосной пріемной рѣшетки, при $\frac{F}{F_{II}} = 0,5$, коэффиціентъ $\zeta = 1$; для тарелочнаго всасывающаго клапана съ направляющими ребрами при $\frac{F}{F_{II}}$ измѣняющемся отъ 0,2 до 1, коэффиціентъ ζ мѣняется отъ 2,3 до 5,2 и т. д. (болѣе подробнѣе данныя о величинахъ ζ помѣщены напр. въ Hütte, гдѣ дается сопротивленіе клапановъ и задвижекъ по Вейсбаху, Баху и Лангу).

Всѣ эти добавочныя устройства не играютъ существенной роли въ дѣйствіи тюрбины-насоса или тюрбины-двигателя и являются служебными приспособленіями для пусканія машины въ ходъ, регулированія ея мощности, поддержанія чистоты потока и т. под. Поэтому, ради простоты вывода, мы не будемъ принимать въ разсчетъ вліяніе этихъ второстепенныхъ устройствъ на коэффиціенты гидравлическаго полезнаго дѣйствія тюрбины, хотя эти добавочныя сопротивленія легко могутъ быть выражены формулами вида (93).

Переходимъ къ опредѣленію вредныхъ потерь энергіи струи въ тюрбинѣ, т. е. къ нахожденію величины Y'. Она состоитъ изъ потери энергіи y^d въ направляющемъ колесѣ, потери энергіи y^j въ зазорѣ между направляющимъ и рабочимъ колесами и потери энергіи y^m въ рабочемъ колесѣ. Въ направляющемъ колесѣ непроизводительная трата энергіи происходитъ: 1) близъ верхняго отверстія S_I колеса и 2) внутри направляющихъ каналовъ. Потерю энергіи у нижняго отверстія S_0 направляющаго колеса отнесемъ къ потерямъ въ зазорѣ. Переходъ отъ верхней части трубопровода CC къ направляющему колесу, въ хорошо проектированныхъ тюрбинахъ, дѣлается съ постепеннымъ уменьшеніемъ площади сѣченія струи, такъ что у самаго отверстія S_I струя испытываетъ незначительное внезапное измѣненіе своего сѣченія, въ зависимости лишь отъ толщины наружныхъ краевъ направляющихъ лопастей. Поэтому отношеніе чистыхъ площадей двухъ смежныхъ сѣченій направляющаго колеса и трубопровода будетъ:

$$k_d = \frac{S_I}{F_d} > 0,5, \quad \ldots \ldots \ldots \quad (94)$$

а, слѣдовательно, потери энергіи при прохожденіи струи изъ направляющаго колеса въ трубопроводъ или обратно могутъ быть выражены, по формуламъ (58), (82) и (85), слѣдующимъ образомъ:

а) насосъ:

$$\left.\begin{aligned} y_I^d &= \frac{(v_I - c_d)^2}{2g} = \left(1 - \frac{c_d}{v_I}\right)^2 \frac{v_I^2}{2g} = \left(1 - \frac{S_I}{F_d}\right)^2 \frac{v_I^2}{2g} = \\ &= (1-k_d)^2 \frac{\bar{c}_d^2}{\varphi^2} \frac{u_I^2}{2g} \quad \ldots \ldots \ldots \end{aligned}\right\} \quad (95a)$$

б) двигатель:

$$y_1^{d'} = \left(\frac{v_1^* - v'_1}{2g}\right)^2 = \left(\frac{v_1^*}{v'_1} - 1\right)^2 \frac{v'^2_1}{2g} = \left(\frac{1}{\alpha_d} - 1\right)^2 \frac{v'^2_1}{2g} = \left(1 - k_d\right)^2 \frac{\tau_d^2}{\varphi'^2} \frac{n'^2_1}{2g} \quad \ldots \ldots \quad (95б)$$

гдѣ: v_1 и v'_1 — скорости восходящаго и нисходящаго потока въ полномъ сѣченіи S_1 верхняго отверстія направляющаго колеса;

c_d — скорость восходящаго потока въ полномъ сѣченіи F_d трубопровода CC, прилегающемъ къ направляющему колесу;

v_1^* — скорость нисходящаго потока въ съуженномъ сѣченіи $S_1^* = \alpha_d . S_1$ верхняго отверстія направляющаго колеса;

α_d — коэффиціентъ сжатія нисходящей струи въ сѣченіи S_1;

$$k_d = \frac{S_1}{F_d};$$

причемъ:

$$1 - k_d = \frac{1}{\alpha_d} - 1;$$

$$v_1 = \frac{\tau_d}{\varphi} n_1 \quad \text{и} \quad v'_1 = \frac{\tau_d}{\varphi'} n'_1,$$

гдѣ:

$$\tau_d = \frac{S_2}{S_1} \quad \ldots \ldots \quad (96)$$

Называя постоянную для данной тюрбины величину:

$$(1 - k_d)^2 \tau_d^2 = D_1, \quad \ldots \ldots \quad (97)$$

получаемъ для потерь энергіи въ верхнемъ отверстіи направляющаго колеса выраженія:

а) насосъ: $$y_1^d = \frac{D_1}{\varphi^2} \cdot \frac{n_1^2}{2g}$$

б) двигатель: $$y_1^{d'} = \frac{D_1}{\varphi'^2} \cdot \frac{n_1'^2}{2g} \quad \ldots \ldots \quad (98)$$

Потери энергіи при прохожденіи струи по короткимъ, искривленнымъ направляющимъ каналамъ прямоугольнаго поперечнаго сѣченія могутъ быть опредѣлены по формуламъ, аналогичнымъ съ формулами (77) для круглыхъ каналовъ, и съ принятіемъ, кромѣ того, въ разсчетъ сопротивленія отъ крутаго искривленія ихъ, при значительной скорости струи, какъ это дѣлаетъ Грасгофъ.

Не останавливаясь на выводахъ этихъ довольно сложныхъ формулъ, въ которыхъ потеря энергіи выражается слѣдующими функціями отъ

конструктивныхъ элементовъ тюрбины и *наибольшей*, имѣющей мѣсто въ сѣченіи S_0 направляющаго колеса, скорости струи v_0 или v_0':

$$\left.\begin{array}{ll} \text{а) насосъ:} & y_f^d = \zeta \cdot \frac{v_0^2}{2g} \\ \text{б) двигатель:} & y_f^{d'} = \zeta \cdot \frac{v_0'^2}{2g} \end{array}\right\} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (99)$$

замѣтимъ, что по опытамъ Вейсбаха, Генеля, Френсиса, Цейнера и др., коэффиціентъ ζ потери напора въ направляющихъ каналахъ заключается въ довольно широкихъ предѣлахъ отъ 0,05 до 0,2; въ среднемъ можно принять, исчисляя отдѣльно потери у отверстія S_1:

$$\zeta = \text{отъ } 0{,}10 \text{ до } 0{,}12.$$

Замѣчая, что по формуламъ (8), (17) и (60):

$$v_0^2 = \frac{\sigma_0^2 v_1^2}{\varphi^2} = \frac{\sigma_0^2 n_1^2}{\varphi^2}(1 + A_1^2); \quad v_0'^2 = \frac{\sigma_0^2 v_1'^2}{\varphi'^2} = \frac{\sigma_0^2 n_1'^2}{\varphi'^2}(1 + A_1^2),$$

и обозначая постоянный для данной тюрбины коэффиціентъ:

$$\zeta\sigma_0^2(1 + A_1^2) = D_2, \quad \ldots \ldots \ldots \quad (100)$$

находимъ слѣдующія выраженія потери энергіи отъ тренія струи въ каналахъ направляющаго колеса:

$$\left.\begin{array}{ll} \text{а) насосъ:} & y_f^d = \frac{D_2}{\varphi^2} \cdot \frac{n_1^2}{2g} \\ \text{б) двигатель:} & y_f^{d'} = \frac{D_2}{\varphi'^2} \cdot \frac{n_1'^2}{2g} \end{array}\right\} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (101)$$

Такимъ образомъ, общая потеря энергіи въ направляющемъ колесѣ напишется:

$$\left.\begin{array}{ll} \text{а) насосъ:} & y^d = \frac{D_1 + D_2}{\varphi^2} \cdot \frac{n_1^2}{2g} = \frac{D}{\varphi^2} \cdot \frac{n_1^2}{2g} \\ \text{б) двигатель:} & y^{d'} = \frac{D_1 + D_2}{\varphi'^2} \cdot \frac{n_1'^2}{2g} = \frac{D}{\varphi'^2} \cdot \frac{n_1'^2}{2g} \end{array}\right\} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (102)$$

гдѣ:

$$D = D_1 + D_2 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (103)$$

есть постоянный для данной тюрбины конструктивный коэффиціентъ.

Потеря энергіи струи y^j или y^{ll} въ зазорѣ между направляющимъ и рабочимъ колесами тюрбины состоитъ изъ слѣдующихъ частей: 1) потери энергіи внутри зазора, вслѣдствіе уменьшенія скорости струи отъ утечки воды черезъ края зазора наружу (первичный ударъ) и 2) потерь энергіи

на водовороты при переходѣ струи изъ одного колеса въ другое, обусловливаемые конечною толщиною смежныхъ краевъ направляющихъ и рабочихъ лопастей (вторичные удары).

Потеря энергіи отъ первичнаго удара струи въ зазорѣ вызывается утечкой воды черезъ зазоръ наружу, благодаря чему въ тюрбинѣ-насосѣ абсолютная средняя скорость струи $\frac{v_1}{k_1}$, имѣющая мѣсто въ съуженномъ сѣченіи рабочаго колеса $k_1 S_1$, внезапно переходитъ въ меньшую среднюю абсолютную скорость струи:

$$\frac{v_0}{k_0} = \frac{1}{\varphi} \frac{v_1}{k_1},$$

имѣющую мѣсто въ такой же съуженной площади $k_0 S_0 = k_1 S$, направляющаго колеса; равнымъ образомъ въ тюрбинѣ-двигателѣ средняя абсолютная скорость струи $\frac{v_0'}{k_0}$ въ съуженномъ сѣченіи $k_0 S_0$ направляющаго колеса сразу переходитъ въ меньшую среднюю абсолютную скорость:

$$\frac{v_1'}{k_1} = \varphi' \cdot \frac{v_0'}{k_0},$$

имѣющую мѣсто въ такой-же съуженной площади $k_1 S_1$ рабочаго колеса.

Такимъ образомъ, согласно принципу Борда, потеря энергіи струи отъ первичнаго удара, вызваннаго утечкою воды черезъ зазоръ, напишется:

а) насосъ:

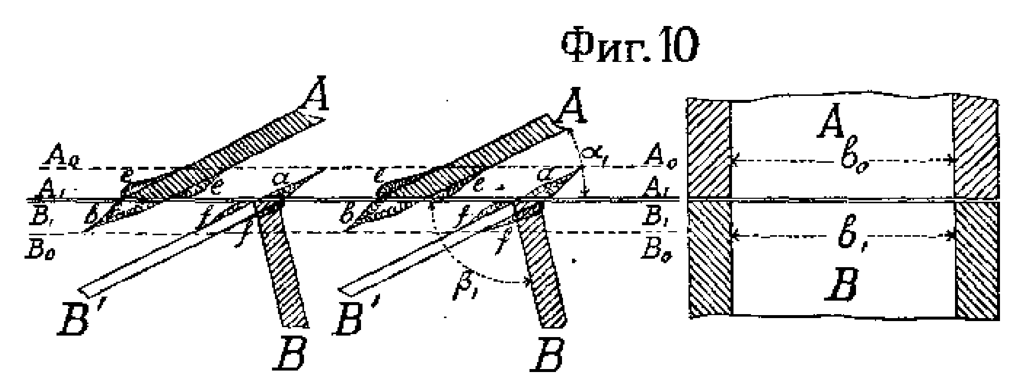
$$y_1' = \frac{\left(\frac{v_1}{k_1} - \frac{v_0}{k_0}\right)^2}{2g} = \frac{\left(1 - \frac{1}{\varphi}\right)^2}{2g} \left(\frac{v_1}{k_1}\right)^2$$

б) двигатель:

$$y_1'' = \frac{\left(\frac{v_0'}{k_0} - \frac{v_1'}{k_1}\right)^2}{2g} = \frac{\left(\frac{1}{\varphi'} - 1\right)^2}{2g} \left(\frac{v_1'}{k_1}\right)^2 \quad \ldots (104)$$

Для вывода величины потери энергіи струи отъ вторичныхъ ударовъ въ зазорѣ, вызываемыхъ конечною толщиною кромокъ лопастей, обратимся къ чертежу 10-му, въ которомъ $A, A, \ldots$ изображаютъ въ большомъ масштабѣ прилегающія къ зазору части направляющихъ лопастей, $B, B, \ldots$ — такія же части рабочихъ лопастей, взятыя въ нѣкоторый моментъ, при вращеніи тюрбины, $A_1 A_1 B_1 B_1$ — зазоръ между колесами, $B', B', \ldots$ — направленія абсолютнаго движенія струй вверху рабочаго колеса или направленія скоростей v_1 или v_1' тѣхъ частицъ воды, которыя текутъ вдоль рабочихъ лопастей и проходятъ черезъ зазоръ въ моментъ нахожденія рабочихъ лопастей въ положеніи $B, B, \ldots$ Въ сѣченіяхъ $A_0 A_0$ и $B_0 B_0$, проведенныхъ въ небольшомъ разстояніи отъ зазора (примѣрно 10—20 мм.), потокъ движется параллельными струями со средними абсолютными ско-

ростями v_0, v_1 или v_0', v_1', сплошь заполняя собою каналы того и другаго колеса, чистыя площади которыхъ, взятыя въ сѣченіяхъ A_0A_0 и B_0B_0, равны S_0 и S_1. Близь самаго же зазора параллелизмъ струй нарушается, и появляются водоворотныя движенія въ районахъ, отмѣченныхъ буквами a, a, . . — для восходящаго потока (въ тюрбинѣ-насосѣ) и b, b, . . — для нисходящаго потока (въ тюрбинѣ-двигатель), вслѣдствіе внезапнаго расширенія свободнаго сѣченія канала, и въ районахъ e, e — для восходящаго потока и f, f — для нисходящаго вслѣдствіе сжатія струи при огибаніи ею встрѣчной лопасти. Въ съуженномъ краями рабочихъ лопастей сѣченіи направляющаго колеса A_1A_1, свободная площадь котораго есть k_0S_0, абсолютная средняя скорость струи есть, какъ видѣли выше,



$\frac{v_0}{k_0}$ или $\frac{v_0'}{k_0}$; точно также въ съуженномъ краями направляющихъ лопастей сѣченіи рабочаго колеса B_1B_1 свободная площадь есть k_1S_1, и абсолютная средняя скорость струи есть $\frac{v_1}{k_1}$ или $\frac{v_1'}{k_1}$.

Такимъ образомъ, въ тюрбинѣ-насосѣ восходящій потокъ испытываетъ въ районахъ a, a,.. потерю энергіи на ударъ, отвѣчающую переходу отъ узкаго сѣченія k_0S_0 къ широкому сѣченію S_0, а въ районахъ e, e, . . — потерю энергіи на ударъ отъ сжатія струи, переходящей изъ широкаго сѣченія S_1 къ узкому сѣченію $k_1S_1 = k_0S_0$ (по основному нашему предположенію, вытекающему изъ естественнаго для обратимыхъ тюрбинъ допущенія, что $b_0 = b_1$), причемъ очевидно, что взаимное отношеніе нормальныхъ къ струѣ съуженныхъ и полныхъ сѣченій каналовъ такое же, какъ и наклонныхъ къ ней подъ однимъ и тѣмъ же угломъ α_1.

Точно также нисходящій потокъ (въ тюрбинѣ-двигателѣ) испытываетъ въ районахъ b, b,.. потерю энергіи на ударъ вслѣдствіе перехода отъ съуженнаго сѣченія k_1S_1 къ полному сѣченію S_1 рабочаго колеса, а въ районахъ f, f,.. — потерю энергіи отъ сжатія струи, переходящей изъ полнаго сѣченія S_0 въ съуженное k_0S_0. Такъ какъ коэффиціенты съуженія k_0 и k_1 близки къ единицѣ (обыкновенно около 0,9 — 08), то къ разсматриваемымъ потерямъ напора при переходѣ струи изъ одного колеса въ другое

приложимъ выводъ Грасгофа, выражаемый уравненіемъ (85). Основываясь на немъ и на уравненіяхъ (82а), (82б) и (8 bis), мы можемъ написать слѣдующія выраженія для изслѣдуемыхъ вторичныхъ потерь напора въ зазорѣ, т. е. происходящихъ отъ конечной толщины краевъ направляющихъ и рабочихъ лопастей:

а) пасосъ:

$$y_2^j = \frac{(1-k_0)^2}{2g}\left(\frac{v_0}{k_0}\right)^2 + \frac{(1-k_1)^2}{2g}\left(\frac{v_1}{k_1}\right)^2 = \frac{(1-k_0)^2}{2g}\,\frac{1}{\varphi^2}\cdot\left(\frac{v_1}{k_1}\right)^2 + \frac{(1-k_1)^2}{2g}\left(\frac{v_1}{k_1}\right)^2$$

б) двигатель:

$$y_2^{j'} = \frac{(1-k_1)^2}{2g}\left(\frac{v_1'}{k_1}\right)^2 + \frac{(1-k_0)^2}{2g}\left(\frac{v_0'}{k_0}\right)^2 = \frac{(1-k_0)^2}{2g}\,\frac{1}{\varphi'^2}\cdot\left(\frac{v_1'}{k_1}\right)^2 + \frac{(1-k_1)^2}{2g}\left(\frac{v_1'}{k_1}\right)^2 \quad \ldots (105)$$

Общая потеря энергіи въ зазорѣ выразится слѣдующими аналогичными формулами:

а) пасосъ:

$$y^j = y_1^j + y_2^j = \frac{1}{2g}\left[\frac{(1-k_0)^2}{\varphi^2} + \left(1-\frac{1}{\varphi}\right)^2 + (1-k_1)^2\right]\left(\frac{v_1}{k_1}\right)^2$$

б) двигатель:

$$^{j'} = y_1^{j'} + y_2^{j'} = \frac{1}{2g}\left[\frac{(1-k_0)^2}{\varphi'^2} + \left(\frac{1}{\varphi'}-1\right)^2 + (1-k_1)^2\right]\left(\frac{v_1'}{k_1}\right)^2 \quad . \, (106)$$

Такъ какъ:

$$v_1^2 = n_1^2(1+A_1^2);\quad v_1'^2 = n_1'^2(1+A_1^2) \quad \ldots\ldots (60)$$

то предыдущія формулы могутъ быть представлены такъ:

а) пасосъ:

$$y^j = \frac{(1+A_1^2)}{k_1^2}\left[\frac{(1-k_0)^2}{\varphi^2} + \left(1-\frac{1}{\varphi}\right)^2 + (1-k_1)^2\right]\frac{n_1^2}{2g}$$

б) двигатель:

$$y^{j'} = \frac{(1+A_1^2)}{k_1^2}\left[\frac{(1-k_0)^2}{\varphi'^2} + \left(\frac{1}{\varphi'}-1\right)^2 + (1-k_1)^2\right]\frac{n_1'^2}{2g} \quad . (107)$$

Мы видѣли выше, что для одной и той же обратимой тюрбины при одинаковомъ напорѣ H и наивыгоднѣйшихъ скоростяхъ вращенія въ

одну и другую сторону имѣетъ мѣсто равенство:

$$1-\frac{1}{\varphi}=\frac{1}{\varphi'}-1=\mu\,\frac{s}{S_1}\sqrt{2\varepsilon\,(A_1-B_1)\left(A_1-\frac{\sigma}{\rho}A_2\right)}\quad . \quad (75)$$

Поэтому формулы (107) приводятся къ виду:

$$\left.\begin{aligned} &\text{а) насосъ:} && y'=\left(\frac{E}{\varphi^2}+F\right)\frac{n_1^{\,2}}{2g}\\ &\text{б) двигатель:} && y^{j\prime}=\left(\frac{E}{\varphi'^2}+F\right)\frac{n_1'^{\,2}}{2g}\end{aligned}\right\}\quad\ldots\ldots\ldots\ldots\quad(108)$$

гдѣ постоянные для данной тюрбины конструктивные коэффиціенты E и F выражаются (принявъ во вниманіе формулу (67) для ε):

$$\left.\begin{aligned} E&=\frac{(1+A_1^{\,2})\,(1-k_0)^2}{k_1^{\,2}}\\ F&=\frac{1+A_1^{\,2}}{k_1^{\,2}}\left[\mu^2\left(\frac{s}{S_1}\right)^2.\,2\varepsilon\,(A_1-B_1)\left(A_1-\frac{\sigma}{\rho}A_2\right)+(1-k_1)^2\right]=\\ &=\frac{1+A_1^{\,2}}{k_1^{\,2}}\left[\mu^2\left(\frac{s}{S_1}\right)^2\{A_1(A_1-2B_1)-\sigma^2A_2(A_2-2B_2)+\sigma^2-1\}+(1-k_1)^2\right]\end{aligned}\right\}\quad . \quad (109)$$

Формулы (108) и (109) для потери энергіи въ зазорѣ относятся къ тому случаю, когда отверстія S_0 и S_1 стѣснены кромками сосѣднихъ лопастей. Если это стѣсненіе не имѣетъ мѣста, благодаря взаимному удаленію кромокъ лопастей обоихъ колесъ, то потеря энергіи въ зазорѣ уменьшается и можетъ быть съ доствточною точностью опредѣлена, аналогично предыдущему, въ видѣ суммы первичной потери отъ утечки воды черезъ зазоръ и вторичной—отъ сжатія и расширенія струи при вступленіи ея изъ зазора на лопасти и при сходѣ съ лопастей въ зазоръ. Какъ показано было выше на стр. 20, нормальная величина отношенія $\sigma_0=\frac{S_1}{S_0}$ въ этомъ случаѣ равна единицѣ, слѣдовательно, въ силу уравненій (8) и (17):

$$v_0=\frac{v_1}{\varphi}\quad\text{и}\quad v_0'=\frac{v_1'}{\varphi'},$$

а потому первичная потеря энергіи вслѣдствіе уменьшенія скорости струи отъ утечки черевъ закоръ напишется:

$$\left.\begin{aligned} &\text{а) насосъ:} && y_1^{\,j}=\frac{(v_1-v_0)^2}{2g}=\left(1-\frac{1}{\varphi}\right)^2\frac{v_1^{\,2}}{2g}\\ &\text{б) двигатель:} && y_1^{\,j\prime}=\frac{(v_0'-v_1')^2}{2g}=\left(\frac{1}{\varphi'}-1\right)^2\frac{v_1'^{\,2}}{2g}\end{aligned}\right\}\quad\ldots\ldots\quad(110)$$

Для нахожденія вторичной потери энергіи отъ вліянія конечной толщины кромокъ лопастей, замѣтимъ, что поперечное сѣченіе струи въ зазорѣ непосредственно ниже отверстія S_0 направляющаго колеса имѣетъ площадь равную:

$$\frac{S_0 \cdot t_0}{t_0 - e_0} = \frac{S_0}{k_1};$$

абсолютная скорость струи въ этомъ сѣченіи есть $k_1 v_0$, ибо:

$$\frac{S_0}{k_1} \cdot k_1 v_0 \cdot \sin \alpha_1 = S_0 v_0 \sin \alpha_1 = S_0 n_0 = Q.$$

Точно также площадь поперечнаго сѣченія струи въ зазорѣ непосредственно выше отверстія S_1 рабочаго колеса есть:

$$\frac{S_1 \cdot t_1}{t_1 - e_1} = \frac{S_1}{k_0},$$

и скорость струи въ этомъ сѣченіи есть $k_0 v_1$, ибо:

$$\frac{S_1}{k_0} \cdot k_0 v_1 \sin \alpha_1 = S_1 v_1 \sin \alpha_1 = S_1 n_1 = q.$$

Восходящая струя въ насосѣ испытываетъ внизу зазора внезапное расширеніе отъ сѣченія S_1 до сѣченія $\frac{S_1}{k_0}$, и вверху зазора — внезапное съуженіе съ сѣченія $\frac{S_0}{k_1}$ до сѣченія S_0. Обратныя явленія имѣютъ мѣсто въ нисходящей струѣ двигателя: вверху—расширеніе съ сѣченія S_0 до $\frac{S_0}{k_1}$ и внизу—съуженіе съ сѣченія $\frac{S_1}{k_0}$ до S_1. Примѣняя принципъ Борда и уравненіе Грасгофа (85), находимъ вторичную потерю энергіи струи въ зазорѣ отъ конечной толщины кромокъ лопастей:

а) насосъ:

$$y_2' = (1 - k_1)^2 \frac{v_0^2}{2g} + (1 - k_0)^2 \frac{v_1^2}{2g} = \frac{(1-k_1)^2}{\varphi^2} \frac{v_1^2}{2g} + (1-k_0)^2 \frac{v_1^2}{2g}$$

б) двигатель:

$$y_2'' = (1 - k_1)^2 \frac{v_0'^2}{2g} + (1-k_0)^2 \frac{v_1'^2}{2g} = \frac{(1-k_1)^2}{\varphi'^2} \frac{v_1'^2}{2g} + (1-k_0)^2 \frac{v_1'^2}{2g} \quad . (111)$$

Общая потеря энергіи въ зазорѣ между колесами, лопасти которыхъ взаимно удалены другъ отъ друга, на основаніи предъидущаго выразится:

а) насосъ:

$$y' = \left[\frac{(1-k_1)^2}{\varphi^2} + \left(1 - \frac{1}{\varphi}\right)^2 + (1-k_0)^2\right] \frac{v_1^2}{2g} = \left(\frac{E}{\varphi^2} + F\right) \frac{n_1^2}{2g}$$

б) двигатель:

$$y'' = \left[\frac{(1-k_1)^2}{\varphi'^2} + \left(\frac{1}{\varphi'} - 1\right)^2 + (1-k_0)^2\right] \frac{v_1'^2}{2g} = \left(\frac{E}{\varphi'^2} + F\right) \frac{n_1'^2}{2g} \quad . (112)$$

гдѣ:

$$\left.\begin{aligned} E &= (1 + A_1^2)\ (1 - k_1)^2; \\ F &= (1 + A_1^2)\left[\mu^2\left(\frac{s}{S_1}\right)^2 \cdot 2\sigma(A_1 - B_1)\left(A_1 - \frac{\sigma}{\rho}A_2\right) + (1 - k_0)^2\right] = \\ &= (1 + A_1^2)\left[\mu^2\left(\frac{s}{S_1}\right)^2 \cdot \{A_1(A_1 - 2B_1) - \sigma^2 A_2(A_2 - 2B_2) + \sigma^2 - 1\} + (1 - k_0)^2\right] \end{aligned}\right\} \quad (113)$$

Если коэффиціенты сжатія k_0 и k_1 близки другъ къ другу, то нетрудно видѣть, что величины E и F по формуламъ (113) меньше тѣхъ же величинъ по формуламъ (109), изъ чего заключаемъ, что взаимное удаленіе кромокъ лопастей обоихъ колесъ уменьшаетъ потерю энергіи струи въ зазорѣ.

Наконецъ, потеря энергіи y^m или $y^{m'}$ въ рабочемъ колесѣ, аналогично подобной же потерѣ въ направляющемъ колесѣ, состоитъ изъ: 1) потери y_f^m или $y_f^{m'}$ отъ тренія и искривленія струи въ каналахъ рабочаго колеса между сѣченіями S_1 и S_2, и 2) изъ потери y_{II}^m или $y_{II}^{m'}$ при переходѣ струи изъ нижней части трубопровода CC въ отверстіе S_2 рабочаго колеса или обратно. Такъ какъ рабочіе каналы обратимыхъ (потенціальныхъ) тюрбинъ вполнѣ подобны направляющимъ каналамъ по своему поперечному сѣченію и кривизнѣ, то первая изъ упомянутыхъ потерь можетъ быть выражена формулою того-же вида, какъ и соотвѣтственная потеря въ направляющемъ колесѣ, т. е.:

а) насосъ: $$y_f^m = \zeta \cdot \frac{w_2^2}{2g}$$

б) двигатель: $$y_f^{m'} = \zeta \cdot \frac{w_2'^2}{2g} \quad \ldots \ldots \ldots (114)$$

гдѣ:

ζ — коэффиціентъ потери напора отъ внутренняго тренія и поворотовъ въ рабочихъ каналахъ, который можетъ быть принятъ равнымъ отъ 0,10 до 0,12;

w_2 или w_2' — наибольшая относительная скорость протеканія струи по каналамъ рабочаго колеса, имѣющая мѣсто у нижняго отверстія S_2 этого колеса.

Замѣчая, что, по формуламъ (60):

$$w_2 = \sigma n_1 \sqrt{1 + B_2^2} \quad \text{и} \quad w'_2 = \sigma n'_1 \sqrt{1 + B_2^2},$$

приводимъ предыдущія выраженія потерь y_f^m и $y_f^{m'}$ къ виду:

а) насосъ: $$y_f^m = \zeta \cdot \sigma^2 (1 + B_2^2) \frac{n_1^2}{2g} = G \cdot \frac{n_1^2}{2g}$$

б) двигатель: $$y_f^{m'} = \zeta \cdot \sigma^2 (1 + B_2^2) \frac{n_1'^2}{2g} = G \cdot \frac{n_1'^2}{2g} \quad \ldots (115)$$

гдѣ конструктивный коэффиціентъ G имѣетъ значеніе:

$$G = \zeta \cdot \sigma^2 (1 + B_2^2) \quad \ldots \ldots \ldots \quad (116)$$

Переходъ струи изъ всасывающей трубы въ рабочее колесо или обратно въ правильно построенныхъ тюрбинахъ совершается безъ рѣзкаго измѣненія живаго сѣченія потока, такъ что, если F_m означаетъ площадь поперечнаго сѣченія всасывающей трубы непосредственно подъ нижнимъ отверстіемъ S_2 рабочаго колеса, то всегда будетъ:

$$k_m = \frac{S_2}{F_m} > 0{,}5 \quad \ldots \ldots \ldots \quad (117)$$

Потеря энергіи струи близь отверстія S_2 происходитъ отъ двухъ причинъ: 1) измѣненія сѣченія потока и 2) различнаго расхода воды черезъ два смежныхъ сѣченія S_2 и F_m, ибо черезъ первое проходитъ въ секунду расходъ $q = \varphi Q$ или $q' = \varphi' Q'$, а черезъ второе Q или Q'.

Вліяніе этихъ причинъ удобнѣе разсмотрѣть отдѣльно, для чего представимъ себѣ, что расходъ Q или Q' и средняя скорость c_m или c'_m въ сѣченіи F_m, взятомъ въ небольшомъ разстояніи отъ нижняго отверстія S_2 рабочаго колеса, переходятъ въ расходъ q или q' и скорость v_2 или v_2' въ сѣченіи S_2 рабочаго колеса при посредствѣ промежуточной скорости $k_m v_2$ или $k_m v'_2$ и расхода q или q', имѣющихъ мѣсто въ сѣченіи F_m непосредственно возлѣ отверстія S_2. Связь между указанными величинами выражается слѣдующими уравненіями расхода черезъ соотвѣтственное сѣченіе, въ предположеніи, что послѣдовательныя среднія скорости струи c_m, $k_m v_2$ и v_2 — въ насосѣ и v_2', $k_m v_2'$ и c'_m — въ двигателѣ не измѣняютъ своего направленія и составляютъ уголъ α_2 со скоростью u_2 или u_2':

а) насосъ:

$$Q = F_m \cdot c_m \cdot \sin \alpha_2;\ q = \varphi Q = F_m \cdot k_m v_2 \cdot \sin \alpha_2;\ q = \varphi Q = S_2 v_2 \sin \alpha_2;$$

отсюда:

$$\frac{c_m}{k_m v_2} = \frac{1}{\varphi}; \quad \frac{k_m v_2}{v_2} = \frac{S_2}{F_m} = k_m \quad \ldots \ldots \quad (118а)$$

б) двигатель:

$$Q' = F_m \cdot c'_m \cdot \sin \alpha_2;\ q' = \varphi' Q' = F_m \cdot k_m v_2' \cdot \sin \alpha_2;\ q' = \varphi' Q' = S_2 v_2' \cdot \sin \alpha_2;$$

откуда:

$$\frac{k_m v_2'}{c'_m} = \varphi'; \quad \frac{k_m v_2'}{v_2'} = \frac{S_2}{F_m} = k_m \quad \ldots \ldots \quad (118б)$$

Прилагая къ послѣдовательнымъ переходамъ скоростей принципъ Борда и уравненіе Грасгофа (85), находимъ, при помощи уравненій (60), такія выраженія для потерь энергіи струи близь нижняго отверстія рабочаго колеса:

а) насосъ:

$$y_{\text{н}}^{m} = \left(1 - \frac{c_m}{k_m v_2}\right)^2 \frac{(k_m v_2)^2}{2g} + \left(1 - \frac{k_m v_2}{v_2}\right)^2 \frac{v_2^2}{2g} =$$

$$= \left[\left(1 - \frac{1}{\varphi}\right)^2 k^2_m + (1 - k_m)^2\right] \frac{v_2^2}{2g} =$$

$$= \left[\left(1 - \frac{1}{\varphi}\right)^2 k^2_m + (1 - k_m)^2\right] \sigma^2 (1 + A_2^2) \frac{n_1^2}{2g}$$

б) двигатель: . (119)

$$y_{\text{н}}^{m'} = \left(1 - \frac{k_m v_2'}{v_2'}\right)^2 \frac{v'^2_2}{2g} + \left(1 - \frac{k_m v_2'}{c'_m}\right)^2 \frac{c'^2_m}{2g} =$$

$$= (1 - k_m)^2 \frac{v'^2_2}{2g} + (1 - \varphi')^2 \frac{(k_m v'_2)^2}{\varphi'^2 . 2g} =$$

$$= \left[(1 - k_m)^2 + \left(\frac{1}{\varphi'} - 1\right)^2 k_m^2\right] \frac{v'^2_2}{2g} =$$

$$= \left[\left(\frac{1}{\varphi'} - 1\right)^2 k_m^2 + (1 - k_m)^2\right] \sigma^2 (1 + A_2^2) \frac{n_1'^2}{2g}$$

Если уголъ α_2 не равенъ 90°, т. е если абсолютная скорость струи v_2 или v_2' не нормальна къ нижнему отверстію S_2 рабочаго колеса (обыкновенно тюрбины строятся такъ, что при наивыгоднѣйшемъ ходѣ $\alpha_2 = 90^\circ$ и $A_2 = 0$), то въ верхней части всасывающей трубы осевой или смѣшанной тюрбины образуется вращательное или, точнѣе, винтообразное движеніе потока подъ вліяніемъ поперечной составляющей скорости v_2 или v_2', параллельной отверстію S_2 и равной $v_2 \cos \alpha_2$ или $v_2' \cos \alpha_2$. Такъ какъ по предположенію, отвѣчающему условію наивыгоднѣйшаго хода тюрбины, переходъ струи изъ всасывающей трубы въ рабочее колесо или обратно совершается безъ перемѣны направленія скорости, то вращательная скорость потока во всасывающей трубѣ у рабочаго колеса, въ разстояніи r_2 отъ оси тюрбины, есть $c_m \cos \alpha_2$ или $c'_m . \cos \alpha_2$, или на основаніи формулъ (118) и (60):

а) насосъ: $$c_m . \cos \alpha_2 = \frac{k_m}{\varphi} v_2 \cos \alpha_2 = \frac{k_m}{\varphi} v_2 \frac{\cot g\, \alpha_2}{\sqrt{1 + \cot g^2 \alpha_2}} =$$

$$= \frac{k_m \sigma}{\varphi} . A_2 n_1 = \frac{\tau_m}{\varphi} A_2 n_1$$

. (120)

б) двигатель: $$c'_m . \cos \alpha_2 = \frac{k_m}{\varphi'} v_2' . \cos \alpha_2 = \frac{k_m}{\varphi'} . v'_2 \frac{A_2}{\sqrt{1 + A_2^2}} =$$

$$= \frac{k_m . \sigma}{\varphi'} A_2 n_1' = \frac{\tau_m}{\varphi'} A_2 n_1'.$$

такъ какъ:

$$k_m \,.\, \sigma = \frac{S_2}{F_m} \cdot \frac{S_1}{S_2} = \frac{S_1}{F_m} = \tau_m\,.$$

Образованіе (въ насосѣ) или поглощеніе (въ двигателѣ) возлѣ рабочаго колеса подобнаго вращательнаго движенія въ столбѣ жидкости, заполняющей всасывающую трубу тюрбины, соединено съ тратою механической энергіи струи на преодолѣніе внутренняго тренія жидкости, и потому энергія, соотвѣтствующая поперечной скорости $c_m \cos \alpha_2$ или $c_m' \cos \alpha_2$, должна быть причислена къ вреднымъ потерямъ энергіи струи у рабочаго класса. Такимъ образомъ, окончательно получаемъ:

а) насосъ:

$$y_{\text{п}}^{m} = \left\{\left[\left(1 - \frac{1}{\varphi}\right)^2 k_m^2 + (1-k_m)^2\right]\sigma^2(1+A_2^2) + \frac{\tau_m^2}{\varphi^2} A_2^2\right\}\frac{n_1^2}{2g} =$$

$$= \left(H + \frac{J}{\varphi^2}\right)\frac{n_1^2}{2g}$$

б) двигатель:

$$y_{\text{п}}^{m'} = \left\{\left[\left(\frac{1}{\varphi'} - 1\right)^2 k_m^2 + (1-k_m)^2\right]\sigma^2(1+A_2^2) + \frac{\tau_m^2}{\varphi'^2} A_2^2\right\}\frac{n_1'^2}{2g} =$$

$$= \left(H + \frac{J}{\varphi'^2}\right)\frac{n_1'^2}{2g}\,; \quad \ldots (121)$$

гдѣ H и J суть конструктивные коэффиціенты, равные:

$$H = \left[\left(1 - \frac{1}{\varphi}\right)^2 k_m^2 + (1 - k_m)^2\right]\sigma^2(1 + A_2^2) =$$

$$= \left[\left(\frac{1}{\varphi'} - 1\right)^2 k_m^2 + (1 - k_m)^2\right]\sigma^2(1 + A_2^2)$$

$$J = \tau_m^2 A_2^2 \quad \ldots (122)$$

Общая потеря напора въ рабочемъ колесѣ тюрбины выразится слѣдующимъ образомъ:

а) насосъ:

$$y^m = y_f^m + y_{\text{п}}^m = \left(G + H + \frac{J}{\varphi^2}\right)\frac{n_1^2}{2g}$$

б) двигатель:

$$y^{m'} = y_f^{m'} + y_{\text{п}}^{m'} = \left(G + H + \frac{J}{\varphi'^2}\right)\frac{n_1'^2}{2g} \quad \ldots (123)$$

Соединяя отдѣльныя потери энергіи въ разныхъ частяхъ тюрбины, получаемъ общую потерю въ тюрбинѣ:

а) насосъ:

$$Y' = y^{d} + y^{j} + y^{m} = \left(\frac{D+E}{\varphi^2} + F + G + H + \frac{J}{\varphi^2}\right)\frac{n_1^2}{2g}$$

б) двигатель:

$$Y^{t} = y^{d'} + y^{j'} + y^{m'} = \left(\frac{D+E}{\varphi'^2} + F + G + H + \frac{J}{\varphi'^2}\right)\frac{n_1'^2}{2g} \qquad (124)$$

Наконецъ, вся вредная потеря энергіи потока отъ нижняго резервуара II до верхняго I или наоборотъ опредѣлится:

а) насосъ:

$$Y^{c} + Y' = \left(\frac{C+D+E+J}{\varphi^2} + F + G + H\right)\frac{n_1^2}{2g} = \left(M + \frac{N}{\varphi^2}\right)\frac{n_1^2}{2g}$$

б) двигатель:

$$Y^{c'} + Y^{t} = \left(\frac{C+D+E+J}{\varphi'^2} + F + G + H\right)\frac{n_1'^2}{2g} = \left(M + \frac{N}{\varphi'^2}\right)\frac{n_1'^2}{2g}, \qquad (125)$$

гдѣ:

$$M = F + G + H, \quad N = C + D + E + J, \qquad (126)$$

причемъ обыкновенно:

$$M < N.$$

Такъ какъ для коэффиціентовъ φ и φ' расхода черезъ рабочее колесо выше дана была формула (75), то стоящіе въ скобкахъ многочлены

$$M + \frac{N}{\varphi^2} \quad \text{и} \quad M + \frac{N}{\varphi'^2}$$

предыдущихъ выраженій представляютъ собою функціи однихъ только конструктивныхъ элементовъ тюрбины, коэффиціентовъ вредныхъ сопротивленій λ, ζ и коэффиціента расхода черезъ зазоръ μ (послѣдній есть также функція сопротивленія, встрѣчаемаго струею при протеканіи черезъ зазоръ). Раздѣливъ обѣ части уравненій (125) на напоръ H и замѣчая, что, по уравненіямъ (3):

$$\frac{Y^{c} + Y'}{H} = \frac{1}{\eta_h} - 1 \quad \text{и} \quad \frac{Y^{c'} + Y^{t}}{H} = 1 - \eta'_h,$$

а по уравненіямъ (56):

$$\frac{n_1^2}{2gH} = \frac{1}{2\eta_h(A_1 - B_1)(A_1 - \frac{\sigma}{\rho}A_2)} \quad \text{и} \quad \frac{n_1'^2}{2gH} = \frac{\eta_h'}{2(A_1 - B_1)(A_1 - \frac{\sigma}{\rho}A_2)}$$

находимъ:

а) насосъ:

$$\frac{1}{\eta_h} - 1 = \frac{M + \frac{N}{\varphi^2}}{2\eta_h(A_1 - B_1)(A_1 - \frac{\sigma}{\rho}A_2)} \text{ или: } 1 - \eta_h = \frac{M + \frac{N}{\varphi^2}}{2(A_1 - B_1)(A_1 - \frac{\sigma}{\rho}A_2)}$$

откуда:

$$\eta_h = 1 - \frac{M + \frac{N}{\varphi^2}}{2(A_1 - B_1)(A_1 - \frac{\sigma}{\rho}A_2)}$$

б) двигатель:

$$1 - \eta_h' = \frac{\eta_h'\left(M + \frac{N}{\varphi'^2}\right)}{2(A_1 - B_1)(A_1 - \frac{\sigma}{\rho}A_2)} \text{ или: } \frac{1}{\eta_h'} - 1 = \frac{M + \frac{N}{\varphi'^2}}{2(A_1 - B_1)(A_1 - \frac{\sigma}{\rho}A_2)}$$

откуда:

$$\frac{1}{\eta_h'} = 1 + \frac{M + \frac{N}{\varphi'^2}}{2(A_1 - B_1)(A_1 - \frac{\sigma}{\rho}A_2)} \qquad (127)$$

По этимъ формуламъ вычисляются коэффиціенты η_h и η_h' гидравлическаго полезнаго дѣйствія потенціальной (реакціонной) тюрбины при прямомъ и обратномъ наивыгоднѣйшемъ ходѣ, въ функціи конструктивныхъ элементовъ данной тюрбинной установки, коэффиціентовъ вредныхъ сопротивленій λ, ζ и коэффиціента расхода черезъ зазоръ μ.

Какъ видно изъ формулъ (127), коэффиціенты η_h и η_h' не зависятъ отъ абсолютнаго напора H, причемъ выраженіе для η_h' получается изъ выраженія для η_h по правилу обратнаго хода подъемной машины.

Слѣдуетъ замѣтить, что для полной акціонной тюрбины — двигателя, расположенной непосредственно надъ нижнимъ бьефомъ, если она проектирована такъ, что струя входитъ и выходитъ изъ рабочаго колеса полными сѣченіями S_1 и S_2 (что слѣдуетъ признать правильной системой устройства), коэффиціентъ η_h' можетъ быть также вычисленъ по формулѣ (127 б), принимая $\varepsilon = 0$, $\varphi' = 1$, $k_m = 1$ и $C_{II} = 0$ (въ виду отсутствія нижней части трубопровода CC между тюрбиною и нижнимъ бьефомъ).

Дѣля предыдущія выраженія (127) для $\frac{1}{\eta_h'} - 1$ и для $1 - \eta_h$ одно на другое, находимъ слѣдующую общую связь между коэффиціентами гидравлическаго полезнаго дѣйствія одной и той же обратимой тюрбины при прямомъ и обратномъ наивыгоднѣйшемъ ходѣ:

$$\frac{1}{\eta_h'} - 1 = K(1 - \eta_h), \quad \ldots \ldots \quad (128)$$

гдѣ конструктивный коэффиціентъ K выражается:

$$K = \frac{M + \frac{N}{\varphi'^2}}{M + \frac{N}{\varphi^2}} = \frac{\frac{M}{N} + \frac{1}{\varphi'^2}}{\frac{M}{N} + \frac{1}{\varphi^2}} \quad \ldots \quad (129)$$

Такъ какъ $\varphi' < 1 < \varphi$, то $\frac{1}{\varphi'^2} > \frac{1}{\varphi^2}$, а слѣдовательно:

$$K > 1.$$

Предѣльныя величины коэффиціентовъ расхода черезъ рабочее колесо, при современной конструкціи тюрбинъ, могутъ быть приняты:

$$max.\ \varphi = 1{,}04, \qquad min.\ \varphi' = 0{,}96,$$

или:

$$min.\ \frac{1}{\varphi^2} = 0{,}92, \qquad max.\ \frac{1}{\varphi'^2} = 1{,}08.$$

Отношеніе $\frac{M}{N}$ есть правильная дробь, наибольшее значеніе которой, при полномъ отсутствіи трубопровода CC, составляетъ около 0,75. По мѣрѣ удлиненія трубопровода отношеніе $\frac{M}{N}$ неопредѣленно убываетъ, а коэффиціентъ K растетъ, причемъ верхнимъ предѣломъ его является отношеніе:

$$max.\ K = \frac{max.\ \frac{1}{\varphi'^2}}{min.\ \frac{1}{\varphi^2}} = \frac{1{,}08}{0{,}92} = 1{,}17$$

или въ крайнемъ случаѣ 1,20.

Нижній предѣлъ для коэффиціента K, при тѣхъ же предѣльныхъ величинахъ φ и φ', получится въ случаѣ отсутствія трубопровода, когда $\frac{M}{N} = 0{,}75$, а именно:

$$min\ K = \frac{0{,}75 + 1{,}08}{0{,}75 + 0{,}92} = 1{,}10.$$

Въ этомъ послѣднемъ случаѣ, по уравненію (128) находимъ слѣдующія соотвѣтственныя величины коэффиціентовъ η_k и η'_k:

При: $\eta_k = 0$, $\quad \eta'_k = 0{,}48$:

» $\eta_k = 0{,}50$, $\quad \eta'_k = 0{,}64$:

» $\eta_k = 0{,}75$, $\quad \eta'_k = 0{,}78$.

Съ уменьшеніемъ коэффиціента ε потенціальности (реакціи) тюрбины, коэффиціента μ расхода черезъ зазоръ и площади s зазора между направляющимъ и рабочимъ колесами, коэффиціенты φ и φ' приближаются

къ единицѣ, а вмѣстѣ съ тѣмъ и величина K, по уравненію (129), стремится къ тому же предѣлу. Поэтому, если въ потенціальной тюрбинѣ ε есть малая положительная величина, и отношеніе $\frac{s}{S_1}$ также не велико, то потери черезъ зазоръ могутъ быть пренебрегаемы, т. е. будемъ имѣть: $\varphi = \varphi' = 1$. Для такой тюрбины, которую мы назвали *совершенною обратимою тюрбиною*, коэффиціентъ K, независимо отъ длины трубопровода CC, т. е. отъ отношенія $\frac{M}{N}$, равенъ единицѣ, и слѣдовательно уравненіе (128) принимаетъ слѣдующій простой видъ:

$$\eta_k + \frac{1}{\eta'_k} = 2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (130)$$

Въ этомъ случаѣ соотвѣтственныя величины коэффиціентовъ η_k и η'_k таковы:

При $\eta_k = 0$, $\eta'_k = 0.5$

» $\eta_k = 0{,}50$, $\eta'_k = 0{,}67$

» $\eta_k = 0{,}75$, $\eta'_k = 0{,}80$.

Отсюда видно, что коэффиціенты η_k и η'_k для одной и той же обратимой тюрбины тѣмъ ближе одинъ къ другому, чѣмъ они выше. Во всякомъ случаѣ, какова бы ни была величина K, всегда имѣетъ мѣсто неравенство:

$$\eta'_k > \eta_k \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (131)$$

т. е. ***коэффиціентъ гидравлическаго полезнаго дѣйствія обратимой тюрбины-двигателя больше коэффиціента гидравлическаго полезнаго дѣйствія той же тюрбины въ роли насоса.***

Кромѣ того, изъ сравненія двухъ приведенныхъ таблицъ для η_k и η'_k видно, что въ совершенныхъ обратимыхъ тюрбинахъ, для которыхъ $K=1$, коэффиціенты гидравлическаго полезнаго дѣйствія η_k и η'_k болѣе разнятся другъ отъ друга, чѣмъ въ обратимыхъ тюрбинахъ, для которыхъ $K > 1$.

Если возьмемъ обратимую тюрбину съ наибольшимъ возможнымъ значеніемъ: $K = 1{,}2$, то по формулѣ (128) найдемъ, что при $\eta_k = 0$, $\eta'_k = 0{,}45$ Для совершенной же обратимой тюрбины, какъ видѣли выше, при $\eta_k = 0$, $\eta'_k = 0{,}5$. Отсюда можно вывести слѣдующее общее заключеніе:

Каковъ бы ни былъ коэффиціентъ гидравлическаго полезнаго дѣйствія потенціальной тюрбины-насоса, она можетъ быть обращена въ тюрбину-двигатель съ гидравлическимъ полезнымъ дѣйствіемъ не меньшимъ 0,45 — 0,5. Потенціальная же тюрбина-двигатель только тогда можетъ быть обращена въ тюрбину-насосъ съ положительнымъ коэффи-

ціентомъ гидравлическаго полезнаго дѣйствія, т. е. увеличивающую энергію проходящей черезъ нее воды, если коэффиціентъ гидравлическаго полезнаго дѣйствія тюрбины-двигателя превосходитъ 0,45—0,5.

Изложенные выше выводы составляютъ теоретическое доказательство шести положеній, выставленныхъ въ началѣ этой статьи.

Необходимо имѣть въ виду, что полученные нами результаты основаны на допущеніи, принимаемомъ, впрочемъ, всѣми авторами, о постоянствѣ коэффиціентовъ потери напора λ и ζ въ предѣлахъ тѣхъ колебаній скоростей струи, которыя допускаются въ трубопроводѣ CC, въ направляющихъ и рабочихъ каналахъ тюрбины. Кромѣ того, для точности выводовъ необходимо, чтобы тюрбинная установка была проектирована правильно, т. е. чтобы внезапныя измѣненія поперечнаго сѣченія струи вообще избѣгались, а если бы и имѣли мѣсто, то лишь въ такой степени, чтобы отношеніе меньшаго сѣченія къ смежному большему было не ниже половины.

§ 13. Общіе выводы и сравненіе потенціальныхъ и кинетическихъ тюрбинъ.—Сравнивая величины гидравлическаго полезнаго дѣйствія потенціальныхъ (реакціонныхъ) и кинетическихъ (акціонныхъ) тюрбинъ, одинаково расположенныхъ относительно обоихъ бьефовъ и работающихъ съ наивыгоднѣйшею скоростью при одномъ и томъ же напорѣ, нетрудно замѣтить, что гидравлическое полезное дѣйствіе первыхъ нѣсколько выше такого же дѣйствія вторыхъ. Этотъ фактъ находитъ себѣ объясненіе въ томъ общемъ правилѣ, согласно которому обратимые процессы обладаютъ высшимъ полезнымъ дѣйствіемъ, чѣмъ необратимые, совершающіеся при той же разности потенціаловъ или, въ нашемъ случаѣ, при томъ же абсолютномъ напорѣ $H = E_1 - E_2$. Абсолютная скорость, а вмѣстѣ съ тѣмъ и вредная потеря энергіи струи въ направляющихъ каналахъ и въ зазорѣ кинетической тюрбины больше скорости и соотвѣтственной потери энергіи струи въ направляющихъ каналахъ и зазорѣ потенціальной тюрбины, и это обстоятельство, вмѣстѣ съ непроизводительною тратою напора въ первой тюрбинѣ на паденіе въ воздухѣ отъ нижняго отверстія рабочаго колеса до нижняго бьефа, ставитъ кинетическую тюрбину въ менѣе выгодныя условія гидравлической работы по сравненію съ потенціальною. Но, съ другой стороны, въ потенціальной тюрбинѣ коэффиціенты расхода воды черезъ рабочее колесо отличны отъ единицы, а именно $\varphi > 1$ и $\varphi' < 1$, что неблагопріятно отражается на величинахъ коэффиціентовъ $\eta_{hst.}$ или η'_{hst} общаго или валового полезнаго дѣйствія гидравлической установки, какъ видно изъ уравненій (7). Кромѣ того, въ потенціальныхъ тюрбинахъ и коэффиціенты механическаго полезнаго дѣйствія $\eta_{mec.}$ или $\eta'_{mec.}$ также нѣсколько ниже, чѣмъ въ кинетическихъ, ибо

скорость вращенія первыхъ тюрбинъ при одинаковыхъ условіяхъ работы больше, чѣмъ вторыхъ, мощность же потенціальныхъ тюрбинъ меньше мощности кинетическихъ того же размѣра. Резюмируя все сказанное о сравнительныхъ выгодахъ тѣхъ и другихъ тюрбинъ, видимъ, что общее заключеніе о преимуществахъ той или другой системы не можетъ быть сдѣлано, и что каждый отдѣльный случай требуетъ особаго разсмотрѣнія.

Формулы (60), (62) и (67), имѣющія мѣсто для всякаго рода правильно построенныхъ тюрбинъ, показываютъ, что, при данныхъ: напорѣ H и конструктивномъ углѣ α_1 и при $\alpha_2 = 90^\circ$, наивыгоднѣйшая скорость хода тюрбины повышается, нормальная же скорость протеканія воды черезъ тюрбину, а слѣдовательно секундный расходъ и мощность понижаются, и коэффиціентъ потенціальности ε стремится къ единицѣ—по мѣрѣ того, какъ другой конструктивный уголъ β_1 растетъ и приближается къ своему предѣлу 180°.

Такъ, напр., центробѣжные насосы съ сильно загнутыми противъ направленія вращенія рабочими лопастями (системы Финка), образующими съ внѣшнею окружностью колеса углы β_1 равные $160^\circ-170^\circ$, обладаютъ высокою степенью потенціальности ε и большою скоростью вращенія, но требуютъ сравнительно небольшой мощности двигателя для подачи сравнительно небольшаго объема воды Q въ секунду на данную высоту H. Въ силу своего высокаго коэффиціента потенціальности, близкаго къ единицѣ, онѣ мало вліяютъ на увеличеніе кинетической энергіи потока, а почти исключительно служатъ для повышенія потенціальной энергіи проходящей черезъ нихъ воды, въ формѣ возросшаго гидродинамическаго давленія. Съ другой стороны, центробѣжные насосы системъ Риттингера или Шабавера, въ которыхъ $\beta_1 = 90^\circ$, т. е. верхніе концы рабочихъ лопастей нормальны къ отверстію S_1, обладаютъ не столь быстрымъ наивыгоднѣйшимъ ходомъ и коэффиціентомъ потенціальности ε равнымъ 0,5 (что слѣдуетъ изъ формулы (67) при $B_1 = 0$, $A_2 = 0$ и $\sigma = 1$); поэтому они требуютъ сравнительно бóльшихъ мощностей и даютъ болѣе значительный расходъ Q, одинаково вліяя на повышеніе какъ кинетической, такъ и потенціальной энергіи потока. Наконецъ, если $\beta_1 < 90^\circ$, т. е. оконечности рабочихъ лопастей центробѣжнаго насоса загнуты въ сторону движенія колеса то тюрбина приближается къ типу кинетическихъ и, вращаясь медленнѣе, требуетъ еще большей мощности двигателя для поднятія значительнаго расхода Q на данную высоту; при этомъ тюрбина повышаетъ преимущественно кинетическую энергію потока и вслѣдствіе большихъ абсолютныхъ скоростей жидкости у верхняго отверстія рабочаго колеса имѣетъ невысокій коэффиціентъ гидравлическаго полезнаго дѣйствія, особенно, если отсутствуетъ направляющее колесо, которое поэтому здѣсь является обязательнымъ; зато такая тюрбина чрезвычайно пригодна въ

роли вентилятора или воздушнаго насоса, дающаго значительную скорость воздушнаго потока, причемъ вредныя потери отъ увеличенной скорости теченія въ спиральномъ отводномъ каналѣ получаютъ второстепенное значеніе для газа. Выводы для тюрбинъ-двигателей—вполнѣ аналогичны.

Замѣтимъ, что въ тюрбинахъ-насосахъ, лишенныхъ направляющихъ лопастей съ верхней стороны рабочаго колеса, каковы большинство такъ называемыхъ центробѣжныхъ насосовъ, нормальная скорость n_1 струи, выходящей изъ верхняго отверстія S_1 этого колеса, теряется на ударъ о стѣнки спиральнаго отливнаго канала. Поэтому въ такихъ насосахъ выгодно уменьшать скорость n_1, что, какъ видно изъ формулъ (57) и (67), при данномъ $A_1 = cotg\ \alpha_1$ требуетъ возможнаго уменьшенія члена $B_1 = cotg\ \beta_1$, т. е. увеличенія угла β_1 и коэффиціента потенціальности ε. По этой причинѣ центробѣжныя помпы съ высокой степенью потенціальности ($\beta_1 = 160^\circ - 170^\circ$) обладаютъ лучшимъ гидравлическимъ полезнымъ дѣйствіемъ, чѣмъ такія же помпы, въ которыхъ $\beta_1 = 90^\circ$ или тѣмъ болѣе $\beta_1 < 90^\circ$, хотя первыя даютъ бо̀льшую утечку воды черезъ зазоры. Вообще же и опытъ, и теорія указываютъ, что въ центробѣжныхъ насосахъ полезно усиливать коэффиціентъ потенціальности. Послѣднее замѣчаніе, очевидно, не относится къ тюрбинамъ-пасосамъ, снабженнымъ направляющими лопастями въ отливномъ каналѣ, какъ напр. тюрбина-насосъ Шабавера, въ которой $\beta_1 = 90^\circ$, но при этомъ струя, выходящая изъ рабочаго колеса, принимается направляющими лопастями и выходитъ изъ нихъ въ направленіи весьма близкомъ къ оси спиральнаго отливнаго канала.

§ 14. Опытныя данныя. Заключеніе. Во всемъ предъидущемъ изложеніи мы вовсе не прибѣгали къ разсмотрѣнію центробѣжной силы жидкости, которой часто приписывается активная роль въ дѣйствіи тюрбинъ-насосовъ или такъ называемыхъ центробѣжныхъ насосовъ. Такой взглядъ лишенъ основанія, ибо центробѣжная сила, какъ фиктивная сила инерціи, сама по себѣ не способна производить никакой работы.

Въ тюрбинѣ-насосѣ энергія струи увеличивается, благодаря работѣ дѣйствій стѣнокъ подвижныхъ каналовъ на воду, совершенно независимо отъ направленія, въ которомъ струя протекаетъ черезъ рабочее колесо, лишь бы только удовлетворялось неравенство:

$$X > 0 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (30)$$

Такъ, тюрбина-помпа, изображенная схематически на черт. 3 и подробно нами изученная, принадлежитъ къ числу центростремительныхъ, а не центробѣжныхъ.

Опытъ, который можно произвести въ маломъ масштабѣ, въ лабораторіи, подтверждаетъ эти теоретическія соображенія: стоитъ только вра-

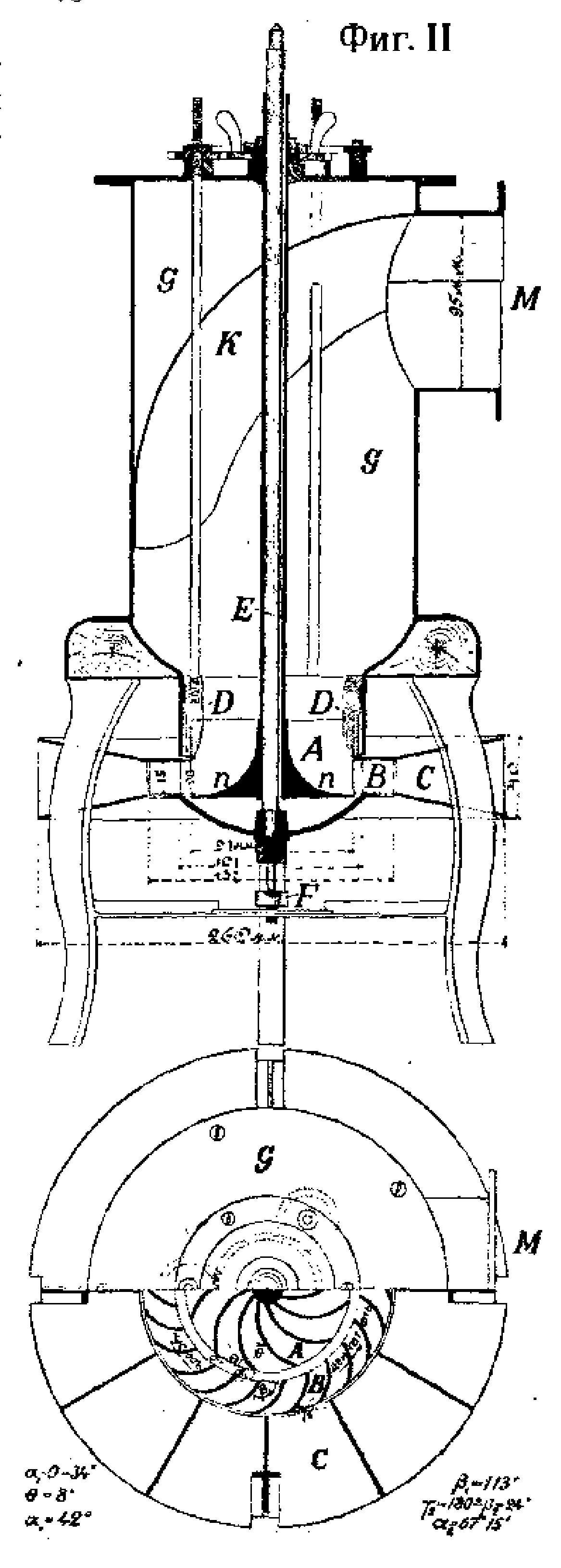
щать подъ водою модели потенціальныхъ тюрбинъ: Жонваля (осевой) или Фурнейрона (радіальной), съ достаточною скоростью въ направленіи обратномъ вращенію этихъ тюрбинъ въ роли двигателей, чтобы получить осевую тюрбину-насосъ Жонваля или радіальную центростремительную тюрбину-насосъ Фурнейрона, дающія восходящій токъ воды, если только гидравлическое полезное дѣйствіе этихъ тюрбинъ, какъ двигателей, болѣе половины.

Обращеніе центробѣжной тюрбины-двигателя Фурнейрона въ центростремительную тюрбину-насосъ впервые было осуществлено 4 декабря 1903 г. въ Гидравлической Лабораторіи Института Инженеровъ Путей Сообщенія, послѣ многократныхъ попытокъ, долго остававшихся безъ результата вслѣдствіе слабаго гидравлическаго полезнаго дѣйствія старой модели тюрбины Фурнейрона, служившей для опытовъ. Эта модель представлена въ $^1/_4$ натуральной величины на черт. II въ вертикальномъ разрѣзѣ по оси тюрбины, въ планѣ сверху и горизонтальномъ разрѣзѣ по срединѣ рабочаго колеса.

A — есть направляющее колесо;

B — рабочее колесо;

C — расширитель (диффузеръ) Бойдена, снабженный 12-ю радіальными лопастями;



DD — подъемный щитъ для регулированія расхода воды;
E — ось тюрбины, опирающаяся на подводный пятникъ P;
GG — закрытый металлическій сосудъ, на днѣ котораго помѣщена тюрбина;
K — металлическое закругленное колѣно, помѣщенное внутри сосуда GG для плавнаго поворота струи въ сосудѣ;
M — отверстіе, черезъ которое вода поступаетъ въ сосудъ GG для дѣйствія тюрбины-двигателя, и изъ котораго выливается наружу при работѣ тюрбины, какъ насоса.

Главные конструктивные элементы тюрбины-слѣдующіе, согласно принятымъ нами обозначеніямъ: $D_0 = 2r_0 = 91$ мм., $D_1 = 2r_1 = 101$ мм., $D_2 = 2r_2 = 137$ мм., наружный діаметръ диффузера $D_3 = 260$ мм., $b_0 = 20$ мм. (наивыгоднѣйшее въ обратимой тюрбинѣ, для которой $S_0 = S_1$), $b_1 = b_2 = 18$ мм., наружная ширина отверстія диффузера $b_3 = 40$ мм., $\alpha_1 = 42°$, $\beta_1 = 113°$, $\gamma_2 = 180° - \beta_2 = 24°$, $\alpha_2 = 67°15'$; $z_0 = 12$, $z = 24$, $t_0 = 23{,}8$ мм., $e_0 = 1{,}8$ мм., $t_1 = 13{,}2$ мм., $e_1 = 12{,}1$ мм., $\rho = \frac{r_1}{r_2} = 0{,}737$, $S_0 = S_1 = 5227$ мм.^{2}; $S_2 = 6696$ мм.^{2}, ширина зазора, пропускающаго воду между колесами $j = 2{,}5$ мм., $s = 773$ мм.^{2}, $\sigma = \frac{S_1}{S_2} = 0{,}781$, $\frac{s}{S_1} = 0{,}148$; коэффиціентъ расхода черезъ короткій (въ направленіи протеканія воды) и сравнительно широкій зазоръ принятъ $\mu = 0{,}6$.

Раньше, чѣмъ описанная тюрбина Фурнейрона была обращена въ насосъ, въ ней пришлось ввести послѣдовательно слѣдующія, показанныя на фиг. 11, улучшенія, съ цѣлью достиженія бо́льшаго гидравлическаго полезнаго дѣйствія: 1) входящіе углы направляющихъ каналовъ, у оси колеса, въ мѣстахъ, обозначенныхъ буквами nn, были залиты асфальтомъ и закруглены, съ цѣлью смягченія удара струи, внезапно мѣняющей въ этомъ наиболѣе съуженномъ сѣченіи направляющихъ каналовъ горизонтальную скорость на вертикальную; 2) въ верхней части сосуда GG поставлено съ тою же цѣлью закругленное металлическое колѣно K, постепенно переходащее въ трубу M; 3) тюрбина снабжена диффузеромъ Бойдена C съ 12 радіальными лопастями, направлявшими струю нормально къ отверстію S_2 рабочаго колеса (хотя въ этомъ случаѣ слѣдовало бы поставить лопасти подъ угломъ $\alpha_2 = 67°15'$ къ окружности колеса, полученнымъ по формулѣ (50) при данныхъ α_1, β_1, β_2, ρ, σ) и препятствовавшими образованію водоворота съ воронкою вокругъ быстро движущейся тюрбины, которая безъ этихъ лопастей приводила во вращеніе всю воду въ нижнемъ резервуарѣ.

Послѣ устройства всѣхъ этихъ приспособленій, тюрбина была погружена на 0,10 мет. въ воду и посредствомъ электромотора, ременной

передачи со ступенчатымъ шкивомъ и приспособленнаго для этой цѣли сверлильнаго станка приведена въ быстрое вращательное движеніе по направленію, указанному лѣвой стрѣлкой на нижнемъ чертежѣ 11-мъ. Когда скорость вращенія была доведена до 1120 оборотовъ въ минуту, тюрбина забрала и бросила воду приблизительно на 0,25 мет. выше уровня нижняго резервуара. Въ дѣйствіи тюрбины-насоса Фурнейрона наблюдалась волнообразная періодичность, такъ что струя вытекала изъ отверстія M не равномѣрно; это обстоятельство объясняется волненіемъ воды въ нижнемъ резервуарѣ и свойствомъ электромотора постояннаго тока и съ постоянною скоростью вращенія, который развиваетъ мощность сообразно нагрузкѣ. Колебанія амперметра были въ предѣлахъ отъ 10 до 16 амперъ при 110 вольтахъ, т. е. расходъ электрической энергіи составлялъ отъ 1100 до 1760 уаттъ, или отъ 1,5 до 2,4 паров. силъ. Въ виду непостоянства расхода воды и энергіи, поглощаемой насосомъ, общій коэффиціентъ $\eta_{net.}$ полезнаго дѣйствія всей водоподъемной установки не могъ быть опредѣленъ. Но полагая, что при $m = 1120$ оборотахъ тюрбина-насосъ работала съ наивыгоднѣйшею скоростью, поднимая воду на $H = 0,25$ мет., находимъ:

$$u_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot m}{60} = \frac{3,14 \times 101 \times 1120}{60} = 5920 \frac{\text{мм.}}{\text{сек.}} = 5,92 \frac{\text{мет.}}{\text{сек.}},$$

а по формулѣ (60a) для u_1, гдѣ всѣ величины извѣстны, кромѣ η_h, получаемъ: $\eta_h = 0,16$. Пользуясь этой величиной гидравлическаго полезнаго дѣйствія, можемъ по формулѣ (56a) опредѣлить нормальную скорость n_1, а именно: $n_1 = 3,87 \frac{\text{мет.}}{\text{сек.}}$; секундный расходъ черезъ рабочее колесо: $q = S_1 n_1 = 0,005227 \times 3,87 = 0,02024 \frac{\text{мет.}^3}{\text{сек.}}$, и, наконецъ, по формулѣ (5a) — вычислить теоретически необходимую внутреннюю мощность насоса:

$$P_{int.} = \Delta q X = \frac{\Delta q H}{\eta_h} = \frac{1000 \times 0,02024 \times 0,25}{0,16} = 31,6 \frac{\text{кгр.} \times \text{мет.}}{\text{сек.}}$$

или 0,42 паровой силы. При коэффиціентѣ полезнаго дѣйствія передачи отъ электромотора до рабочаго колеса тюрбины равномъ около 0,8 и при коэффиціентѣ полезнаго дѣйствія самого электромотора 0,95 расходъ электрической энергіи долженъ бы быть равнымъ $\frac{0,42}{0,8 \times 0,95} = 0,55$ силы, тогда какъ дѣйствительно тратилось почти въ 3 — 4,5 раза больше. Это указываетъ на то, что гидравлическое полезное дѣйствіе насоса было еще гораздо ниже, чѣмъ 0,16. Такъ какъ скорость n_1 выражается формулою вида:

$$n_1 = C \cdot \sqrt{\frac{H}{\eta_h}},$$

гдѣ C — конструктивный коэффиціентъ, даваемый формулою (56a), то внутренняя мощность насоса можетъ быть представлена въ видѣ:

$$P_{ini.} = \frac{\Delta q H}{\eta_h} = \frac{\Delta S_1 n_1 H}{\eta_h} = \Delta . S_1 . C\left(\frac{H}{\eta_h}\right)^{3/2}.$$

Опредѣляя изъ этой формулы η_h для нашей тюрбины-насоса, при среднемъ дѣйствительномъ значеніи $P_{ini.} = 1{,}68$ силы $= 1{,}68 \times 75 = 126$ $\frac{\text{кгр.} \times \text{мет.}}{\text{сек.}}$, найдемъ:

$$\eta_h = 0{,}064.$$

Изъ различія величинъ η_h, полученныхъ двумя разными способами (по наблюденію числа оборотовъ и расхода энергіи), видно, что при условіяхъ опыта тюрбина не работала съ наивыгоднѣйшею скоростью, а между рабочимъ и направляющимъ колесами происходилъ ударъ струи съ измѣненіемъ ея направленія. Подобный же ударъ имѣлъ мѣсто въ заѳорѣ между рабочимъ колесомъ и диффузеромъ, благодаря радіаьно поставленнымъ въ немъ направляющимъ лопастямъ.

Главная причина ничтожнаго гидравлическаго полезнаго дѣйствія испытанной тюрбины-насоса Фурнейрона состоитъ въ низкомъ коэффиціентѣ потенціальности тюрбины, равномъ, по формулѣ (67), $\varepsilon = 0{,}26$. Въ силу послѣдняго обстоятельства 74% энергіи потока, развитой въ рабочемъ колесѣ тюрбины-насоса, находятся въ формѣ живой силы, значительная часть которой теряется въ водоворотахъ при прохожденіи по изогнутымъ въ двухъ напрааленіяхъ—горизонтальномъ и вертикальномъ—каналахъ направляющаго колеса, которые притомъ съуживаются къ оси колеса. По этимъ причинамъ вообще слѣдуетъ избѣгать придавать гидравлическимъ тюрбинамъ-насосамъ низкій коэффиціентъ потенціальности, если только каналы направляющаго колеса не устроены такъ, что могутъ преобразовывать постепенно и плавно большую скорость потока въ давленіе. Послѣднее довольно трудно достижимо въ тюрбинахъ съ внутреннимъ напрааляющимъ колесомъ типа Фурнейрона, но легко въ тюрбинахъ съ наружнымъ направляющимъ колесомъ типа Френсиса.

Для той же тюрбины Фурнейрона формула (75) даетъ (при $\mu = 0{,}6$):

$$1 - \frac{1}{\varphi} = \frac{1}{\varphi'} - 1 = 0{,}065,$$

откуда:

$$\varphi = 1{,}07; \ \varphi' = 0{,}94$$

или:

$$\frac{1}{\varphi^2} = 0{,}87; \ \frac{1}{\varphi'^2} = 1{,}13.$$

При невозможности точно опредѣлить коэффиціентъ потери энергіи струи въ сильно изогнутыхъ направляющихъ каналахъ, примемъ, что $\frac{M}{N} = 0{,}5$.

Тогда по формулѣ (129) найдемъ:

$$K = \frac{0,5 + 1,13}{0,5 + 0,87} = 1,19,$$

и формула (128) дастъ намъ коэффиціентъ гидравлическаго полезнаго дѣйствія той же тюрбины въ качествѣ двигателя:

$$\text{при } \eta_k = 0,16, \quad \eta'_k = 0,50;$$

$$\text{»} \quad \eta_k = 0,064, \quad \eta'_k = 0,47.$$

Такимъ образомъ, испытанная тюрбина Фурнейрона, по своимъ конструктивнымъ свойствамъ, стоитъ близъ самаго предѣла обратимости въ насосъ, почему, конечно, употребленіе ея въ роли насоса не цѣлесообразно.

Какъ на примѣры вполнѣ экономической обратимости радіальныхъ тюрбинъ, укажемъ на то, что центробѣжная помпа съ неподвижными направляющими лопастями въ спиральномъ отливномъ каналѣ, будучи разобщена съ двигателемъ и находясь подъ напоромъ воды изъ верхняго резервуара, получаетъ обратное движеніе и превращается въ такъ называемую спиральную тюрбину-двигатель, типъ, получившій въ послѣднее время большое распространеніе въ установкахъ европейскихъ фирмъ Escher Wyss & C°, въ Цюрихѣ, Voith & C° въ Гейденгеймѣ, Briegleb, Hansen & C° въ Готѣ, Neyret-Brenier & C° въ Греноблѣ и др.

Что касается обращенія осевыхъ тюрбинъ-двигателей, напримѣръ типа Жонваля, въ тюрбины-помпы, то оно не представляетъ никакихъ затрудненій, и гидравлическое полезное дѣйствіе η_k подобныхъ осевыхъ тюрбинъ-помпъ обыкновенно не ниже 0,5.

Въ заключеніе нельзя не выразить пожеланія о замѣнѣ общеупотребительнаго термина *центробѣжные насосы*, невольно внушающаго неправильную идею объ активной роли центробѣжной силы инерціи въ дѣйствіи насоса, болѣе общимъ и точнымъ выраженіемъ *тюрбины-насосы*, не исключающимъ центростремительнаго и осеваго насосовъ и объединяющимъ эти гидравлическія машины съ тюрбинами-двигателями въ одинъ общій классъ механизмовъ, называемыхъ *тюрбинами* или, по терминологіи проф. Рато, *тюрбо-машинами*.

Отсутствіе верхнихъ направляющихъ лопастей въ большинствѣ современныхъ центробѣжныхъ насосовъ не можетъ служить препятствіемъ къ тому, чтобы называть ихъ тюрбинами-насосами, такъ какъ мы имѣемъ цѣлый рядъ тюрбинъ-двигателей безъ направляющихъ лопастей (напр. системы Cadiat, Whitelaw и др.), которыя сохраняютъ тѣмъ не менѣе свое наименованіе тюрбинъ. Быть можетъ, установленіе тождества меха-

низмовъ тюрбины-двигателя и тюрбины-насоса послужитъ къ усовершенствованію конструкціи послѣдняго и въ частности будетъ способствовать всеобщему примѣненію направляющихъ лопастей въ верхнемъ отводномъ каналѣ тюрбины-насоса, что̀ уже давно принято, какъ основное правило построенія тюрбинъ-двигателей.



ДОПОЛНЕНІЕ КЪ КУРСУ ГИДРАВЛИЧЕСКИХЪ ТЮРБИНЪ.

проф. П.Н.Янковскаго. Литограф. изд. 1907 г.

ХОДЪ РАЗСЧЕТА ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ТЮРБИННОЙ УСТАНОВКИ.

А. Гидравлическій разсчетъ.

Если требуется разсчитать тюрбинную установку по выбранному типу и при заданныхъ величинахъ: I) напора H и 2) внѣшней мощности на валу $P_{ext.} = 75\ N_{ext.}$, гдѣ $N_{ext.}$ - мощность въ паровыхъ лошадиныхъ силахъ (вм. $P_{ext.}$ можетъ быть также заданъ расходъ воды Q черезъ установку), то прежде всего слѣдуетъ опредѣлить коэффиціентъ ε реакціи тюрбины, коэффиціенты η_h и η_m (или η'_h и η'_m) гидравлическаго и механическаго полезнаго дѣйствія, а также коэффиціентъ φ (или φ') расхода черезъ рабочее колесо для выбранной тюрбинной установки при нормальномъ ходѣ, для чего служатъ формулы: (I4I), (I33) или аналогичная формула для тюрбины-насоса, стран. I23, формулы практической механики для коэффиціентовъ η_m или η'_m причемъ $1-\eta_m$ и $1-\eta'_m$ суть относительныя потери работы на треніе оси въ цапфахъ и на сопротивленіе отъ вращенія колеса въ водѣ или воздухѣ, и наконецъ, формулъ (I5I) или аналогичная ей для тюрбины-насоса, стр. I23. Подробное вычисленіе входящихъ въ формулу (I33) величинъ H и L дано въ книгѣ "Къ теоріи тюрбинъ" проф. П.Н.Янковскаго. Тамъ же приведены среднія величины разныхъ коэффиціентовъ η и φ, которыми можно руководствоваться для приближеннаго разсчета тюрбинной установки, если не желаютъ подробно вычислять эти коэффиціенты по конструктивнымъ чертежамъ взятой за образецъ установки.

Найдя тѣмъ или другимъ способомъ указанные коэффиціенты, обращаемся къ формуламъ (стран. 9):

$$P_{ext.} = \frac{\varphi}{\eta_h \eta_m} \cdot \Delta QH \quad \text{или} \quad P'_{ext.} = \eta'_h \eta'_m \varphi' \Delta QH$$

по которымъ опредѣляемъ Q (если даны H и $P_{ext.}$) или $P_{ext.}$ (если даны H и Q).

Затѣмъ, руководясь размѣрами и пропорціями типоваго чертежа, устанавливаемъ величины шести основныхъ элементовъ турбины

$$\alpha_I, \alpha_2, \beta_I, \beta_2, \rho = \frac{r_1}{r_2}, \sigma = \frac{S_1}{S_2},$$

причемъ принимаемъ $\alpha_2 = 90^\circ$. Величины S_I и S_2 опредѣляются, принимая во вниманіе число и толщину лопастей рабочаго колеса по формуламъ, приведеннымъ въ книгѣ "Къ теоріи турбинъ". Основные элементы должны удовлетворять уравненію (I27) и найденной или выбранной величинѣ коэффиціента реакціи ε по формулѣ (I4I), причемъ для реакціонныхъ турбинъ обыкновенно берутъ $\varepsilon \cong 0,5$; для акціонныхъ и акціонныхъ-предѣльныхъ $\varepsilon = 0$. Турбины-массов могутъ быть только реакціонными. Такъ какъ для опредѣленія 5 основныхъ элементовъ имѣется лишь 2 уравненія, то обыкновенно изъ типоваго чертежа берутъ величины α_I, ρ и σ, а β_I и β_2 опредѣляютъ изъ уравненій (I27) и (I4I).

Послѣ этого вычисляютъ по формулѣ (I29) скорость u_I прохожденія воды черезъ отверстіе S_I и по уравненію расхода: $S_I u_I = q = \varphi Q$ находятъ S_I. Для опредѣленія средняго радіуса r_I и ширины b_I отверстія S_I принимаемъ для предварительнаго подсчета коэффиціентъ уменьшенія отверстія S_I отъ толщины кромокъ лопастей равнымъ $\mu = 0,85 - 0,90$, т.е.:

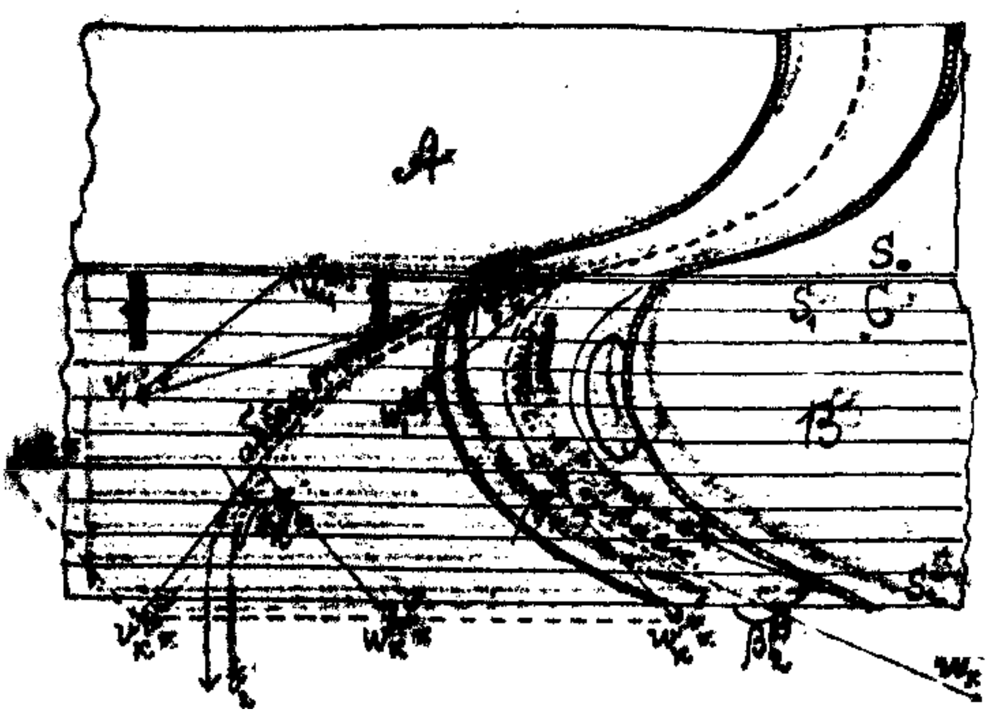
$$\mu . 2 \pi r_I b_I = S_I \text{ - - - - - - - - - - - - - - - - - - } (x).$$

Взявъ отношеніе $\frac{b_1}{r_I}$ изъ типоваго чертежа, можемъ найти b_I и r_I. Если бы было задано число n оборотовъ турбины въ минуту, то, найдя $e_I = \eta_1 (A_I - B_I)$, см. стр. 97, имѣли-бы $\frac{2 \pi r_1 . n}{60} = u_I$, откуда нашли-бы r_I, а потомъ и b_I изъ уравненія (x). Взявъ затѣмъ число лопастей рабочаго колеса такимъ, чтобы отношеніе $\frac{a_1}{b_1}$ толщины канала къ его ширинѣ въ отверстіи S_I соотвѣтствовало типу, и выбравъ толщину e лопастей (желѣзныя около 8 - 6 мм., чугунныя - не болѣе I5-20 мм., съ закругленіями по краямъ), опредѣляемъ вторично S_I по точной формулѣ: $S_I = (2\pi r_I - z e_I) b_I$. Эта величина S_I должна быть не меньше найденной раньше, для возможности пропуска необходимаго объема воды Q. Въ случаѣ надобности увеличиваемъ нѣсколько b_I или r_I. Послѣ этого находимъ площадь выходного отверстія:

$$S_2 = (2\pi r_2 - z e_2) b_2$$

Зная точная величины r_I, r_2, S_I и S_2, находимъ окончательныя величины $\varphi = \frac{r_1}{r_2}$ и $\sigma = \frac{S_1}{S_2}$ и вновь опредѣляемъ всѣ 5 основныхъ элементовъ тюрбины такъ, чтобы они удовлетворяли уравненiямъ (I27) и (I4I), и затѣмъ опять находимъ n_I по уравненiю (I29) и расходъ Q по формулѣ: $\varphi Q = S_I n_I$. . Найденный расходъ не долженъ быть меньше заданнаго. Въ противномъ случаѣ основные элементы колеса должны быть вновь соотвѣтственно измѣнены, пока всѣ указанныхъ выше условiя не будутъ удовлетворены; нѣкоторый запасъ въ расходѣ Q или въ мощности P_{eff}. полезно оставить въ виду ошибки, которая могла быть допущена при предварительномъ опредѣленiи величинъ коэффицiентовъ η_h, η_m и φ. Зная основные элементы тюрбины и скорость n_I, можемъ найти всѣ остальныя скорости u, v, w по формуламъ, приведеннымъ на стр. I03. Исходя изъ расхода Q, опредѣляемъ поперечные размѣры и дiаметры разныхъ лотковъ и водопроводовъ, допуская въ первыхъ среднiя скорости до I $\frac{мет.}{сек.}$ и во-вторыхъ - до I½ $\frac{мет.}{сек.}$ Въ тюрбинахъ акцiонныхъ, въ которыхъ струя свободно протекаетъ черезъ рабочее колесо при атмосферномъ давленiи, нужно опредѣлить толщину a струи между лопастями въ разныхъ сѣченiяхъ колеса и соотвѣтственно расположить вентиляцiонныя отверстiя акцiонныхъ тюрбинъ или же профилевать лопасти предѣльныхъ тюрбинъ.

Для опредѣленiя профили струи въ рабочемъ каналѣ, предполагаемъ, во-первыхъ, что струя проходитъ черезъ тюрбину такъ, что отдѣльные поперечные слоя остаются параллельными другъ другу и сѣченiямъ S_o, S_I и S_2, и, во-вторыхъ, что относительная скорость w_I въ сѣченiи S_I переходитъ въ скорость w_2 въ сѣченiи S_2 по закону прямой линiи. Взявъ поэтому какое-нибудь сѣченiе $a_k b_k$ (гдѣ a_k-искомая толщина струи и b_k-ширина струи въ томъ же мѣстѣ, взятая изъ поперечнаго сѣченiя рабочаго колеса) и проведя относительную скорость w_k струи въ этомъ сѣченiи касательно къ установленной раньше траекторiи средней струйки и подъ угломъ



β_k къ вращательной скорости u_k колеса въ данномъ сѣченіи, получимъ расходъ въ сѣченіи a_k b_k:

$$\frac{Q}{z} = a_k . b_k . w_k \sin \beta_k \text{ - - - - - - - - - - - - } \quad (xx)$$

Въ этомъ уравненіи извѣстны всѣ величины, кромѣ a_k, которое и опредѣляется такимъ образомъ. Сѣченій $a_k b_k$ беремъ 10-12 и въ каждомъ сѣченіи откладываемъ по обѣ стороны отъ относительной траекторіи средней струйки величины $\frac{a_k}{2}$; получаемъ съ одной стороны очертаніе прилегающей лопасти, а съ другой стороны - профиль свободной поверхности струи. Тѣми же сѣченіями и величинами w_k пользуемся для вычерчиванія траекторіи абсолютнаго движенія струи въ рабочемъ колесѣ, строя постепенно, отъ S_I къ S_2, треугольники скоростей: $\overline{v}_k = \overline{u}_k + \overline{w}_k$ причемъ u_k и w_k будутъ извѣстны для каждой точки. Построеніе каждаго к-аго треугольника скоростей начинаемъ у точки пересѣченія v_{k-I} скорости съ сѣченіемъ к; отрѣзки скоростей v между послѣдовательными сѣченіями дадутъ траекторію абсолютнаго движенія струи.

Изъ предыдущаго слѣдуетъ, что въ акціонныхъ и предѣльныхъ турбинахъ ни выпуклая, ни вогнутая поверхность лопасти не совпадаетъ по формѣ съ относительной траекторіей средней струйки, составляющей углы β_I и β_2 съ u_I и u_2; это совпаденіе имѣетъ мѣсто лишь въ реакціонныхъ турбинахъ съ постоянной толщиной $\underline{e}$ лопасти въ направленіи вращательной скорости. Въ этихъ послѣднихъ турбинахъ со сплошнымъ заполненіемъ каналовъ водой величина скорости w_k нужная для построенія траекторіи абсолютнаго движенія, получается изъ уравненія (xx), гдѣ всѣ величины извѣстны, кромѣ w_k.

Въ осевыхъ и смѣшанныхъ турбинахъ необходимо принимать въ расчетъ осевое давленіе воды на лопасти рабочаго колеса, передаваемое на пяту турбиннаго вала. Это давленіе или осевая реакція струи опредѣляется изъ послѣдняго изъ уравненій (IOS), которое можно написать такъ: $R_z = P_z + (p_I S_I)_z + (p_2 S_2)_z + \frac{\Delta Q}{g}\left[(v_I \cos (v_I, z) - v_2 \cos (v_2, z)\right]$.

Здѣсь R_z есть осевая проекція реакціи струи на колесо при направленіи оси Z вдоль по оси турбины въ сторону вытеканія воды, P_z - осевая проекція вѣса воды, заключающагося въ рабочемъ колесѣ, $(p_I \; S_I)_z$ и $(p_2 \; S_2)_z$ - осевыя проекціи внѣшнихъ гидродинамическихъ давленій на отверстія рабочаго колеса S_I и S_2;

V_I, P_I и S_I взяты вмѣсто v_0, p_0 и s_0, такъ какъ при нормальномъ ходѣ турбины, $v_0 \cong v_I$ и $p_0 \cong p_I$, а $s_0 \cong s_I$; направленія давленій p_I и p_2 считаются в н у т р ь рабочаго колеса. Разность $v_I \cos(v_I, z) - v_2 \cos(v_2, z)$ можетъ быть замѣнена разностью $n_I \cos(n_I, z) - n_2 \cos(n_2, z)$, ибо:

$$\overline{v_I} = \overline{v_I \cos\alpha_I} + \overline{v_I \sin\alpha_I} = \overline{v_I \cos\alpha_I} + \overline{n_I}$$

$$\overline{v_2} = \overline{v_2 \cos\alpha_2} + \overline{v_2 \sin\alpha_2} = \overline{o} + \overline{n_2},$$

причемъ направленіе составляющей $\overline{v_I \cos\alpha_I}$ - перпендикулярно къ оси турбины. Такимъ образомъ имѣемъ:

$$R_z = P_z + (p_I S_I)_z + (p_2 S_2)_z + \frac{\Delta q}{g}\left[n_I \cos(n_I, z) - n_2 \cos(n_2, z)\right]$$

Для чисто осевыхъ турбинъ съ вертикальною осью получимъ:

$$R_z = P + p_I S_I - p_2 S_2 + \frac{\Delta q}{g}(n_I - n_2)$$

гдѣ P - вѣсъ воды въ колесѣ.

При вычисленіяхъ p_I и p_2 нужно имѣть въ виду сказанное на стр. 69 - 70.

При расположеніи турбины во всасывающей трубѣ <u>надъ</u> уровнемъ нижняго бьефа необходимо, для неразрывности струи, чтобы давленіе p_2 подъ турбиною было положительнымъ и, какъ показалъ опытъ, не менѣе I/3 атмосфернаго; въ противномъ случаѣ выдѣляющійся изъ воды воздухъ и пары произведутъ разрывъ струи, и значеніе всасывающей трубы будетъ потеряно, такъ какъ дѣйствующій напоръ уменьшится сразу на высоту этой трубы. Для турбины-насоса разрывъ непрерывнаго водяного столба во всасывающей трубѣ вызываетъ прекращені дѣйствія насоса.

Для турбины-двигателя имѣемъ, при непрерывности струи, уравненіе сохраненія энергіи:

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\Delta} + z_2 = \frac{v_3^2}{2g} + \frac{\pi}{\Delta} + z_{II} + \lambda \frac{l}{d} \frac{v_{сред}^2}{2g}$$

откуда

$$\frac{p_2}{\Delta}=\frac{\pi}{\Delta}+z_{II}-z_2+\frac{v_3^2}{2g}-\frac{v_2^2}{2g}+\lambda\frac{l}{d}\frac{v_{ср}^2}{2g}\geqslant\frac{\pi}{3\Delta}$$

или:

$$z_2-z_{II}\leqslant\frac{2}{3}\frac{\pi}{\Delta}-\left\{\frac{v_2^2}{2g}-\frac{v_3^2}{2g}-\lambda\frac{l}{d}\frac{v_{ср}^2}{2g}\right\}$$

гдѣ: v_3 - скорость струи близъ нижняго края всасывающей трубы, на уровнѣ нижняго бьефа; $v_{ср.}$ - средняя скорость воды во всасывающей трубѣ, l и d - длина и средній діаметръ всасывающей трубы.

Для турбины-насоса имѣемъ:

$$\frac{\pi}{\Delta}+z_{II}=\frac{v_2^2}{2g}+\frac{p_2}{\Delta}+z_2+\xi\frac{v_3^2}{2g}+\lambda\frac{l}{d}\frac{v_{ср}^2}{2g},$$

откуда:

$$\frac{p_2}{\Delta}=\frac{\pi}{\Delta}+z_{II}-z_2-\frac{v_2^2}{2g}-\xi\frac{v_3^2}{2g}-\lambda\frac{l}{d}\frac{v_{ср}^2}{2g}\geqslant\frac{\pi}{3\Delta}$$

или:

$$z_2-z_{II}\leqslant\frac{2}{3}\frac{\pi}{\Delta}-\left\{\frac{v_2^2}{2g}+\xi\frac{v_3^2}{2g}+\lambda\frac{l}{d}\frac{v_{ср}^2}{2g}\right\}$$

Здѣсь v_3 -скорость струи во всасывающемъ устьѣ забирной трубы и ξ - коэффиціентъ потери напора въ этомъ устьѣ (см. напр. въ справ. книгѣ Hütte); $v_{ср.}$ - средняя скорость воды во всасывающей трубѣ.

Б. **Механическій разсчетъ** - состоитъ главнымъ образомъ въ опредѣленіи прочныхъ размѣровъ слѣдующихъ частей турбины: 1) турбиннаго вала, который разсчитывается на сложное сопротивленіе крученію и продольному усилію, а иногда и поперечнымъ; 2) опорной пяты вала; 3) спицъ и втулки рабочаго колеса, разсчитываемаго на сопротивленіе моментамъ вращающему и изгибающему (отъ осевого давленія воды и вѣса колеса); 4) регулирующихъ аппаратовъ (заслонокъ, щитовъ) и механизмовъ, приводящихъ ихъ въ движеніе; 5) передаточныхъ механизмовъ отъ турбиннаго вала къ рабочему.

По опредѣленіи размѣровъ всѣхъ частей, дѣлаютъ на этихъ размѣрахъ

поверху принятыхъ для разсчета величинъ коэффиціентовъ η_h, η_m, φ и опредѣляетъ окончательную мощность турбины P_{ext}. Если она разнится отъ заданной мощности болѣе чѣмъ на 2% въ невыгодную сторону (т.е. меньше для турбины-двигателя и больше для турбины-насоса), то слѣдуетъ вновь повторить весь разсчетъ, взявъ въ основаніе послѣднія полученныя величины η_h, η_m и φ.

При разсчетѣ турбинной установки и особенно при опредѣленіи формы лопаотей турбинъ Френсиса и др. рекомендуется пользоваться пріемами, указанными проф. A. Pfarr'омъ въ его сочиненіи "Die Turbinen für Wasserkraftbetrieb", 1907 г.

ПРОПУСКИ И ОПЕЧАТКИ ВЪ КУРСѢ ГИДРАВЛИЧЕСКИХЪ ТЮРБИНЪ. ЛИТОГР. ИЗД. 1907 г.

Стр. 3, послѣ нижней строчки должно быть прибавлено:

Паровая турбина-двигатель | Воздушная турбина-компрессоръ.

Стр. 9, строка 12-ая вверху:

вм. п о л н ы й должно быть: о б щ і й.

Стр. 41, въ чертежѣ 22 углы β должны быть замѣнены углами $180 - \beta$, т.е. уголъ β нужно поставить справа отъ рабочей лопасти.

Стр. 80, строка 7-ая снизу:

вм. $\bar{R} = M(\bar{v}_I - \bar{v}_2)$ должно быть: $\bar{R} = M(\bar{v}_0 - \bar{v}_2)$.

Стр. 54, нижній абзацъ въ 4 строки, отъ словъ: "Этотъ выводъ..." до словъ: ..."что $u_I = u_2$" - долженъ быть исключенъ.

Стр. 65, строка 8-ая сверху:

вм. "равную суммѣ ихъ", должно быть: "равную геометрической суммѣ ихъ".

Стр. 73. строка 4-ая снизу: послѣ словъ: "а силы $p_0 S_0$ и $p_2 S_2$"- слѣдуетъ вставить: "или параллельны оси турбины, или"

Стр. 87. въ концѣ строки 8, слѣдуетъ прибавить: "а также, что струя, проходящая черезъ рабочее колесо, непрерывна".

Стр. 100. послѣ формулы (134) слѣдуетъ вставить:

откуда:

$$\eta_h = \frac{2(A_1 - B_1)\left(A_1 - \frac{\sigma}{\varsigma} B_2 - \frac{A_1 - B_1}{\varsigma^2}\right)}{M + \frac{L}{\varphi^2} + 2(A_1 - B_1)\left(A_1 - \frac{\sigma}{\varsigma} B_2 - \frac{A_1 - B_1}{\varsigma^2}\right)}$$

$$\frac{n_1^2}{2g} = \frac{\eta_h H}{2(A_1 - B_1)\left(A_1 - \frac{\sigma}{\varsigma} B_2 - \frac{A_1 - B_1}{\varsigma^2}\right)} = \frac{H}{M + \frac{L}{\varphi^2} + 2(A_1 - B_1)\left(A_1 - \frac{\sigma}{\varsigma} B_2 - \frac{A_1 - B_1}{\varsigma^2}\right)}$$

Проф. И. Я[illegible]